

**Universidad Carlos III de Madrid**

**DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA**



**Ingeniería Técnica Industrial: Especialidad en Mecánica**

**Proyecto de Fin de Carrera**

# **ESTUDIO Y ANÁLISIS MECÁNICO DE UN FRENO FERROVIARIO**

Autor: Francisco José Miranda Pedrazuela

Tutor: Dr. Juan Carlos García Prada

OCTUBRE 2015

**Título:** Estudio y análisis mecánico de un freno ferroviario

**Autor:** Francisco José Miranda Pedrazuela

**Tutor:** Juan Carlos García Prada

**EL TRIBUNAL:**

**Presidente:**

**Vocal:**

**Secretario:**

Realizado el acto de defensa y lectura del Proyecto Fin de Carrera el día \_\_ de \_\_\_\_\_ de 20\_\_ en Leganés, en la Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid, acuerda otorgarle la CALIFICACIÓN de

VOCAL

SECRETARIO

PRESIDENTE

## **RESUMEN**

En este proyecto se plantea la simulación de un dispositivo de freno con control de holgura para un ferrocarril, así como el estudio de su mecánica.

Se comienza viendo los distintos tipos de frenos en un ferrocarril, centrándose en los frenos neumáticos y más concretamente en su actuador. Posteriormente, se procede a dar una visión más detallada del actuador, con sus partes y localización dentro del bogie.

Después, se procede al análisis mecánico, así como las diferentes fases de frenado. Más tarde, se diseña el actuador pieza por pieza hasta llegar al montaje del conjunto.

Finalmente, se realiza un análisis de sensibilidad del émbolo del actuador, el cual es esencial para el funcionamiento del actuador. También, se aportan una serie de mejoras y trabajos futuros en el dispositivo que aquí se estudia.

**Palabras clave:** Actuador neumático, análisis mecánico, simulación, holgura, freno, émbolo.

## **ABSTRACT**

This Thesis studies and explains the simulation of a controlled clearance brake device for a train. It is also arised the study of its mechanics.

It begins showing the different kinds of brakes on a train, focusing on the pneumatic brakes and, from a deeper point of view, in their actuator. Secondly, a more detailed view of the actuator is given, detailing its parts and its locations inside the bogie.

Subsequently, a mechanical analysis is carried out, including the different phases of a braking. Then the actuator is designed component by component until the whole assembly is mounted.

Finally, a sensitivity analysis of the actuator piston is developed, something essential for the functionality of the actuator. Several future enhancements are also part of the scope of this Thesis.

**Keywords:** Pneumatic actuator, mechanical analysis, simulation, clearance, brake, plunger.

# Índice de contenido

RESUMEN .....	1
ABSTRACT.....	1
1. LISTA DE FIGURAS.....	1
2. LISTA DE TABLAS .....	5
3. OBJETIVOS .....	6
3.1. Motivación del proyecto.....	6
3.2. Objetivos.....	7
3.3. Fases de desarrollo.....	8
4. ANTECEDENTES .....	9
4.1. Introducción a los frenos e los ferrocarriles .....	11
4.2. Frenado por adherencia .....	13
4.2.1. Frenos de zapata .....	13
4.2.2. Frenos de disco .....	17
4.2.3. Frenos de patín .....	20
4.2.4. Frenos reostáticos .....	20
4.2.5. Frenos regenerativos o de recuperación .....	20
4.3. Frenado sin adherencia .....	21
4.3.1. Patín electromagnético.....	21
4.3.2. Foucault sobre carril .....	21
4.3.3. Hidráulico.....	22
4.3.4. Aerodinámicos .....	22
4.4. Accionamiento del sistema de frenado.....	23
4.4.1. Circuitos de freno. Clasificación .....	24
4.4.2. Frenado neumático .....	24
4.4.3. Elementos de los frenos neumáticos.....	24
4.4.4. Clasificación de frenos neumáticos .....	25
5. ACTUADORES NEUMÁTICOS DE FRENO .....	26
5.1. Introducción.....	26
5.2. Situación del actuador y de la timonería dentro del bogie .....	29
5.3. Funcionamiento del actuador neumático .....	33
5.3.1. Generalidades .....	33
5.3.2. Análisis de funcionamiento.....	34
6. DISEÑO Y SIMULACIÓN DE ACTUADOR NEUMÁTICO.....	46
6.1. Modelado en 3D del actuador .....	46
6.2. Análisis de funcionamiento.....	62
7. EL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS (MEF) .....	68
7.1. Conceptos generales .....	69
8. ESTUDIO DE SENSIBILIDAD DE UN ÉMBOLO-CILINDRO MEDIANTE EL SOFTWARE PTC CREO SIMULATE	
75	
8.1. Introducción.....	75
8.2. Condiciones de partida.....	76
8.2.1. Zona del estudio de sensibilidad .....	76
8.2.2. Material empleado y características .....	77

8.2.3. Geometría del émbolo.....	79
8.2.4. Distribución de cargas y restricciones sobre el émbolo .....	80
8.2.5. Deformación y tensiones del émbolo .....	82
8.3. Desarrollo del estudio .....	83
8.4. Ampliación del estudio .....	90
8.4.1. Radios de acuerdo .....	90
8.4.2. Espesores .....	92
9 PROPUESTA DE MEJORAS Y TRABAJOS FUTUROS .....	94
10. CONCLUSIONES .....	95
11. PRESUPUESTO .....	96
11.1. Introducción .....	96
11.2. Presupuesto económico .....	96
11.2.1. Coste humano.....	96
11.2.2. Coste máquina .....	97
11.2.3. Coste de materiales.....	97
11.2.4. Coste total .....	98
12. BIBLIOGRAFÍA Y REFERENCIAS .....	99

## **1. LISTA DE FIGURAS**

- i. Figura 1. Trenes AVE*
- ii. Figura 2. Disposición típica de un sistema de frenado de doble acción*
- iii. Figura 3. Valores medios del coeficiente de fricción de zapata en fundición sobre rueda de acero*
- iv. Figura 4. Valores medios del coeficiente de fricción de zapata de fundición sobre rueda de acero a valores constantes de velocidad*
- v. Figura 5. Valores medios del coeficiente de fricción entre rueda de acero y carril*
- vi. Figura 6. Freno de disco incluido en la rueda*
- vii. Figura 7. Frenos de disco calados en el eje*
- viii. Figura 8. Freno de patín electromagnético*
- ix. Figura 9. Freno lineal de corriente de Foucault en posición de frenado*
- x. Figura 10. Frenos aerodinámicos desplegados*
- xi. Figura 11. Timonería y cilindro de freno sin estacionamiento*
- xii. Figura 12. Timonería y cilindro de freno con estacionamiento*
- xiii. Figura 13. Cilindro de freno con sus principales partes señaladas*
- xiv. Figura 14. Conjunto motorización en bogie*

- xv. *Figura 15. Disposición del equipo de freno neumático en bogie*
- xvi. *Figura 16. Timonería y cilindro de freno montado en bogie*
- xvii. *Figura 17. Timonería y cilindro de freno*
- xviii. *Figura 18. Fases de funcionamiento durante el frenado*
- xix. *Figura 19. Posición de aflojamiento*
- xx. *Figura 20. Recorrido de la aplicación*
- xxi. *Figura 21. Cambio de acoplamiento*
- xxii. *Figura 22. Recorrido elástico del freno*
- xxiii. *Figura 23. Recorrido elástico del retroceso*
- xxiv. *Figura 24. Cambio de acoplamiento*
- xxv. *Figura 25. Retorno a la posición de aflojamiento*
- xxvi. *Figura 26. Frenado con desgaste*
- xxvii. *Figura 27. Recorrido elástico del retroceso*
- xxviii. *Figura 28. Corrección del desgaste*
- xxix. *Figura 29. Cambio de acoplamiento y recorrido de retorno a la posición de aflojamiento*
- xxx. *Figura 30. Diseño de actuador neumático*
- xxxi. *Figura 31. Carcasa superior*
- xxxii. *Figura 32. Carcasa inferior*
- xxxiii. *Figura 33. Émbolo*
- xxxiv. *Figura 34. Manguito de acoplamiento*
- xxxv. *Figura 35. Tuerca con rodamiento axial de agujas*
- xxxvi. *Figura 36. Anillo regulador*



- xxxvii. *Figura 37. Anillo de autoajuste con rodamiento de bolas*
- xxxviii. *Figura 38. Tuerca de presión*
- xxxix. *Figura 39. Tuerca con acoplamiento de cono*
- xl. *Figura 40. Tuerca de avance*
- xli. *Figura 41. Yugo*
- xl.ii. *Figura 42. Conjunto con algunas piezas destacables*
- xl.iii. *Figura 43. Conjunto montado*
- xl.iv. *Figura 44. Conjunto corte de 180º*
- xl.v. *Figura 45. Conjunto corte 45º*
- xl.vi. *Figura 46. Fases de funcionamiento*
- xl.vii. *Figura 47. Posición de aflojamiento*
- xl.viii. *Figura 48. Aplicación del freno fase 1*
- xl.ix. *Figura 49. Aplicación del freno fase 2*
- l. *Figura 50. Aplicación de freno fase 3*
- li. *Figura 51. Sistema a analizar mediante MEF*
- lii. *Figura 52. Ejemplo de viga en voladizo*
- lii.iii. *Figura 53. Discretizado del dominio de viga en voladizo*
- li.v. *Figura 54. Geometría y fuerzas sobre la placa*
- li.v. *Figura 55. Modelización por elementos finitos triangulares*
- li.vi. *Figura 56. Zona de estudio*
- li.vii. *Figura 57. Tolerancia máxima*
- li.viii. *Figura 58. Geometría del émbolo*
- li.x. *Figura 59: Distribución de la presión y restricciones*

- lx. Figura 60. Cargas debidas a los resortes*
- lxi. Figura 61. Deformación del émbolo*
- lxii. Figura 62. Distribución de cargas criterio Von Mises*
- lxiii. Figura 63. Selección de material*
- lxiv. Figura 64. Carga de presión*
- lxv. Figura 65. Fuerza ejercida por muelle*
- lxvi. Figura 66. Selección de restricciones*
- lxvii. Figura 67. Definición del análisis*
- lxviii. Figura 68. Análisis en proceso*
- lxix. Figura 69. Análisis de resultados*
- lxx. Figura 70. Deformaciones con aumento de radios de acuerdo en un 15%*
- lxxi. Figura 71. Tensiones con aumento de radios de acuerdo en un 15%*
- lxxii. Figura 72. Deformaciones con aumento de espesor del 20%*
- lxxiii. Figura 73. Tensiones con aumento de espesor del 20%*

## **2. LISTA DE TABLAS**

- i. Tabla 1. Comparación de distintos materiales de freno*
- ii. Tabla 2. Composición y proporciones de la aleación AL- 6061*
- iii. Tabla 3. Tabla 3. Coste humano*
- iv. Tabla 4. Coste máquina*
- v. Tabla 5. Coste de materiales*
- vi. Tabla 6. Coste total*

### **3. OBJETIVOS**

#### **3.1. Motivación del proyecto**

El ferrocarril a día de hoy se erige como uno de los medio de trasporte (pasajeros y mercancía) más eficaces del planeta. Aspectos como la seguridad, comodidad y eficiencia energética lo llevan a lo más alto en cuanto a tecnología y uso. Durante décadas se ha utilizado con mucha frecuencia (cada vez más) este tipo de transporte, lo que lleva a un entramado de líneas férreas enorme, esparcidas por todo el mundo. Todos los estudios sobre transporte coinciden en señalar al ferrocarril como el más sostenible y seguro de los medios de transporte.

Es por esto por lo que el proyecto se centra en uno de los sistemas que contribuyen a dicha seguridad: los frenos. Más concretamente en los actuadores de freno neumático.



*Figura 1. Trenes AVE*

## **3.2. Objetivos**

En este proyecto como objetivo principal se estudiará y analizará el funcionamiento del actuador de freno neumático. El desarrollo del mismo surge de la necesidad de explicar de forma más sencilla e intuitiva el funcionamiento del actuador de freno, simulando su funcionamiento detalladamente. Además, se abordará el estudio del comportamiento mecánico de alguno de sus componentes.

A continuación se enumeran los objetivos secundarios:

- Introducción a los distintos frenos aplicados en ferrocarriles
- Análisis de la lógica de actuación de un cilindro de freno con regulador de holgura genérico, explicitando todas y cada una de las etapas que intervienen en el proceso de aplicación, liberación del freno y de ajuste de la holgura convencional debida a la timonería y la corrección de la holgura excesiva debida al desgaste.
- Modelado y simulación del actuador estudiado y posterior análisis de las etapas de funcionamiento del mismo.
- Análisis funcional del conjunto integral, de los subconjuntos funcionales así como de los elementos individuales que componen el cilindro de freno. .
- Análisis estructural de algún componente de máxima importancia
- Propuesta de una serie de mejoras y trabajos futuros con los datos obtenidos.

El modelado de cada elemento individual, así como su montaje y simulación se realizará en un software CAD 3D. El software elegido es PTC CREO, dado fácil manejo y potencia de cálculo estructural.

El análisis de alguna de las piezas también se realizará con dicho programa

### **3.3. Fases de desarrollo**

En el desarrollo de este proyecto se han seguido distintas fases claramente diferenciadas.

Podemos definir la organización del proyecto como modular. Esto es, si se necesita modificar una sola de las partes, no afectará a las demás, permitiendo cambios en cualquier momento y de cualquier magnitud en cualquier módulo sin alterar los restantes. Estos módulos son:

- Resumen, introducción e índices.
- Introducción a los frenos ferroviarios.
- Estudio mecánico del actuador neumático y de sus fases dentro del frenado.
- Diseño del actuador en PTC Creo Parametric 2.0
- Estudio de sensibilidad con el software PTC Creo Simulate 2.0
- Presupuesto.
- Conclusiones y bibliografía.

Los pasos para llevar a cabo el proyecto han empezado por la búsqueda de información, diseño y simulación del actuador de freno, finalizando con la escritura del proyecto fin de carrera.

#### *Organización del proyecto.*

Comprobar que el proyecto está correctamente ordenado, que está bien presentado y se plantea la ampliación, modificación o eliminación de algún módulo

#### *Revisión final y corrección del proyecto*

Con el objetivo de solucionar erratas y pulir el estado final del proyecto. Se hace de manera íntegra y concienzuda.

#### *Presentación*

Preparación y realización de la presentación del proyecto ante el tribunal.

## **4. ANTECEDENTES**

En este capítulo se describe brevemente los inicios del ferrocarril en España.

El primer ferrocarril español fue construido en la Isla de Cuba, perteneciente a la Corona Española, para transporte de Caña de Azúcar al puerto de La Habana. Esta línea se construyó entre 1835 y 1837 cubriendo el trayecto entre La Habana y Bejucal. En la península no fue hasta el año 1848 cuando se construyó la primera línea que cubría el trayecto entre Barcelona y Mataró.

Fue el 15 de Marzo de 1847 cuando se obtuvieron todos los permisos para poder construir la línea Barcelona-Mataró. Esta línea se acabó de construir el día 20 de Octubre de 1848 y se inauguró oficialmente ocho días después (28 de Octubre de 1848).

La línea la desarrolló el contratista Joseph Locke junto al litoral, teniendo que construir un túnel (el primero de España) en la población, y eligiendo un ancho de vía de seis pies castellanos, equivalentes a 1'672 metros. Se decidió esta medida debido a que con ella no se necesitaban locomotoras de mayor potencia para circular por la superficie española. Para este ferrocarril se utilizaron 4 locomotoras 1-1-1 (Mataró, Barcelona, Cataluña, Besós) que costaron dos mil libras esterlinas y un suplemento de doscientas libras por tender.

Se realizaron diversas pruebas para acondicionar la línea y en ellas se tardó en realizar el trayecto de ida (Barcelona - Mataró) 58 minutos y 48 minutos el trayecto de vuelta. El día de su inauguración el tren se componía de 24 coches con una capacidad para unos 900 viajeros. Como el trayecto obtuvo una gran acogida, en días posteriores se incrementó el número de vagones en el tren llegando hasta los 35 vagones con una capacidad máxima de 1900 viajeros.

El segundo ferrocarril que se construyó en España es el de la línea Madrid-Aranjuez cuyos planos fueron realizados en 1844 por el ingeniero Don Pedro de Lara. Los planes eran los de construir una línea de ferrocarril de 49 kilómetros desde Madrid hasta Aranjuez y más adelante unir la línea con Albacete, para terminar su recorrido en la provincia de Alicante. Pero Don Pedro de Lara decidió abandonar el proyecto, incluso teniendo las licencias de construcción concedidas, ya que ningún organismo oficial le apoyaba.

La construcción de esta línea fue comenzada en Mayo de 1846 por el político y financiero Don José de Salamanca que retomó el proyecto anteriormente citado. Pero debido a las obligaciones políticas de Don José de Salamanca el proyecto se paralizó en 1847. Dicho político, en 1849, retomó el mando de la construcción de la línea que acabó siendo inaugurada el día 9 de Febrero de 1851 por la reina Isabel II.

Las locomotoras que fueron utilizadas en esta línea fueron seis del constructor inglés StothertSlaugther & C<sup>a</sup> de Bristol y que costaron 15.000 libras. Por otro lado se compraron otras cuatro locomotoras a la constructora Belga Societé Saint Leonard de Lieja con un coste de 59.800 francos. Las locomotoras eran de alta presión y expansión variable, pudiendo llegar a 5 atmósferas. Tenían una potencia de aproximadamente 186 caballos y la velocidad máxima que podía alcanzar es de 32 Km/h.

En Julio de 1854 entró en funcionamiento de la línea de Barcelona a Granollers un recorrido de 29 kilómetros, en el que se usaron por primera vez traviesas metálicas. Por esas fechas también se construyó el ferrocarril de Barcelona a Molins de Rey, prolongándose en 1859 hasta Martorell. También en el año 1854 se construyó el ferrocarril que unía la provincia de Valencia con Játiva, con 56 kilómetros.

A partir de estas fechas, el ferrocarril ha ido evolucionando enormemente hasta llegar a los trenes de alta velocidad como el AVE.



## **4.1. Introducción a los frenos e los ferrocarriles**

Se pueden hacer distintas clasificaciones de los frenos ferroviarios. Se hará una primera clasificación atendiendo a la naturaleza de la energía proporcionada para el accionamiento de los frenos. En segundo lugar, distinguiendo por el modo de utilización o disipación de la energía cinética que ha de ser transformada por el frenado. Por último, una clasificación atendiendo al rozamiento existente entre la rueda y el carril.

Por la naturaleza de la energía utilizada, los sistemas de frenos pueden clasificarse en frenos de:

- *Vapor.*
- *Eléctricos.*
- *Neumáticos.*
- *Manuales.*

Una subclasificación de los frenos de vapor pueden ser:

*Directos*, si el vapor se emplea en cilindros especiales.

*Contravapor*, si el vapor se emplea en los propios cilindros motores de la locomotora. Los frenos eléctricos se subdividen en:

- *Reostáticos*, cuando la energía cinética del tren se disipa en el calentamiento de resistencias.
- *Regenerativos o de recuperación*, cuando la energía cinética disipada en el frenado se reutiliza para la tracción, ya sea devolviéndola a la red eléctrica o almacenándola en baterías.
- *De adherencia*, si se utiliza ésta en la producción del esfuerzo de frenado,

distinguiéndose a su vez:

- *Frenos electromagnéticos* (de rozamiento sobre el carril).
- *Frenos electromecánicos* o de solenoide (de rozamiento sobre zapatas).

El frenado eléctrico, bien reostático o por recuperación de energía, se caracteriza porque el esfuerzo de frenado producido se anula con la velocidad del tren. Está especialmente indicado como frenado permanente para la moderación de la velocidad sobre las pendientes prolongadas.

Los frenos neumáticos que pueden distinguirse en:

- *Frenos de aire comprimido.*
- *Frenos de vacío*

En la transmisión o mando del esfuerzo motor de los frenos neumáticos puede utilizarse, asimismo, otra forma de energía resultando así:

- *Frenos electroneumáticos.*
- *Óleoneumáticos o hidráulicos.*

Aplicados exclusivamente en coches automotores o unidos a remolques que normalmente no se desacoplan.

Según el modo de absorción o disipación de la energía cinética disponible, se distinguen:

- *Frenos mecánicos:* La transforman en calor por rozamiento, con desgaste sistemático de las partes rozantes.
- *Freno de contravapor,* en las locomotoras de vapor.
- *Freno reostático o de recuperación,* en las eléctricas y diésel-eléctricas.

Otro tipo de frenos serían los frenos aerodinámicos, se utilizan en vehículos especiales como los automotores de gran velocidad o los trenes de levitación.

Los frenos mecánicos, que pueden actuar bien sobre las ruedas o sobre los carriles, se dividen en:

- *Frenos de zapatas o de tambor.*
- *Frenos de disco.*
- *Frenos de mordazas sobre el carril.*

Los frenos mecánicos de zapatas son los que se emplean de manera mayoritaria como sistema general de frenado de los trenes, aunque se han ido abriendo paso los frenos de disco.

Atendiendo al contacto entre la rueda y el carril, podemos clasificar el frenado en:

- *Frenado por adherencia*, si la capacidad de frenado depende del rozamiento existente entre la rueda y el carril.
- *Frenado sin adherencia*, si la capacidad de frenado no depende de la adherencia entre las ruedas y el carril.

En los próximos apartados se utilizará esta última clasificación para dar una visión más amplia de los distintos tipos de frenado.

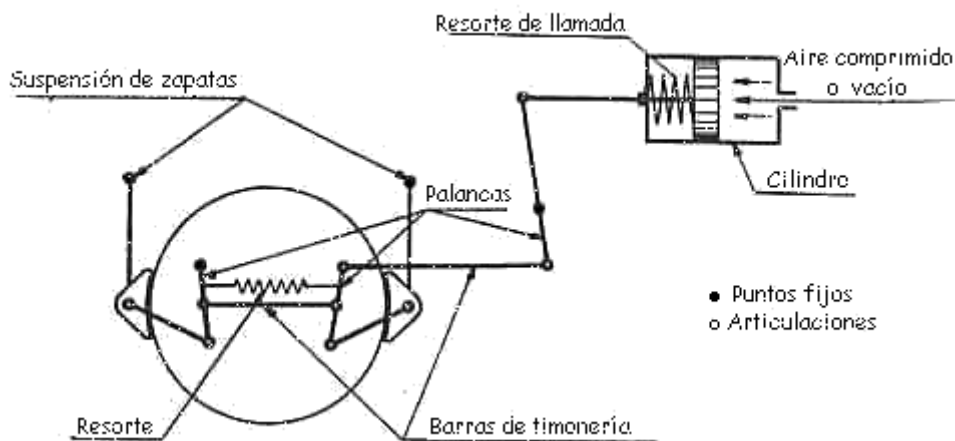
## **4.2. Frenado por adherencia**

### **4.2.1. Frenos de zapata**

En los primeros ferrocarriles el frenado se hacía aplicando una zapata sobre la trayectoria de la rueda. Las soluciones actuales emplean normalmente una zapata de fundición de resistencia a tracción de unos 170 MN/m<sup>2</sup>, originalmente conformada para ajustar con el contorno de la rueda, aplicado al aro de rueda de acero, de unos 850 MN/m<sup>2</sup>. Este sistema ha pervivido debido a sus ventajas inherentes:

- a. La fundición, ya que es más fácil reemplazar la zapata que la rueda.
- b. La mayor parte del calor producido por el rozamiento es absorbido por la rueda por su alto índice de disipación térmica.

- c. Si la zapata se conforma con el contorno original de la rueda, ayuda a preservar este contorno al producirse el desgaste, reduciéndose la necesidad de retorneado.
- d. La acción de limpieza de la zapata en el aro de la rueda ayuda a mantener el valor de la adherencia en el contacto rueda-carril.



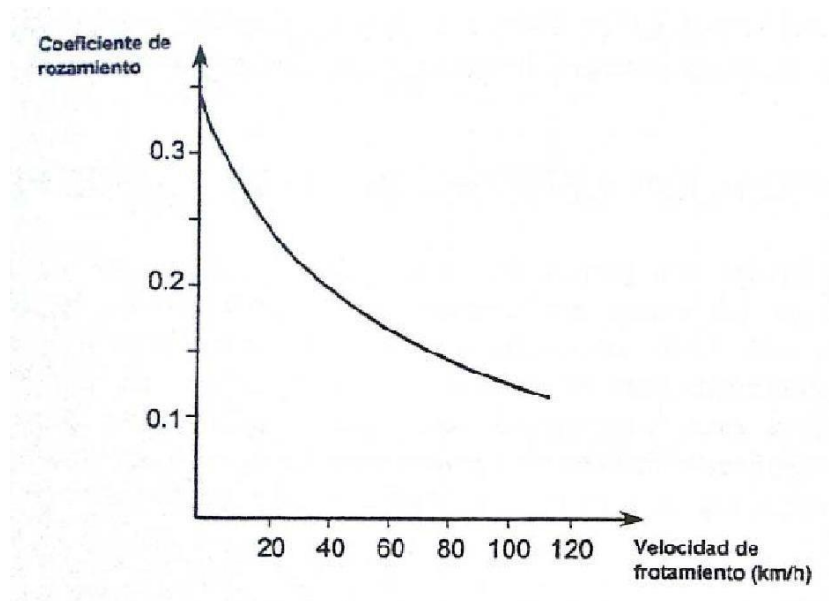
*Figura 2. Disposición típica de un sistema de frenado de doble acción*

En la actualidad pocas disposiciones de frenos de locomotora y algunos de vagones se aplican solamente a un lado de la rueda, dado que la mayoría de los frenos son de doble acción, como se indica en la Figura 2

El esfuerzo de frenado en las zapatas se aplicará normalmente por medio de un cilindro y pistón operado por aire comprimido o vacío a través de un sistema de timonería

La presión a aplicar no debe ser demasiado elevada porque existe el peligro de que las ruedas deslicen sin rodar (bloqueo de las ruedas). Las locomotoras eléctricas y los coches se frenan normalmente con una fuerza de un 90% de la carga que llevan las ruedas, aunque en los casos donde es más probable que ocurra deslizamiento puede reducirse, por ejemplo, muchas locomotoras se frenan sólo al 67%.

El coeficiente de rozamiento  $\mu'$  entre la zapata y la rueda es dependiente de la velocidad de frotación, los valores obtenidos durante una parada normal se muestran en la Figura 3.



*Figura 3. Valores medios del coeficiente de fricción de zapata en fundición sobre rueda de acero*

La tendencia del coeficiente  $\mu'$  es de reducirse con el tiempo. Los valores típicos obtenidos durante períodos cortos de frenado a una velocidad aproximadamente constante se muestran en la Figura 4.

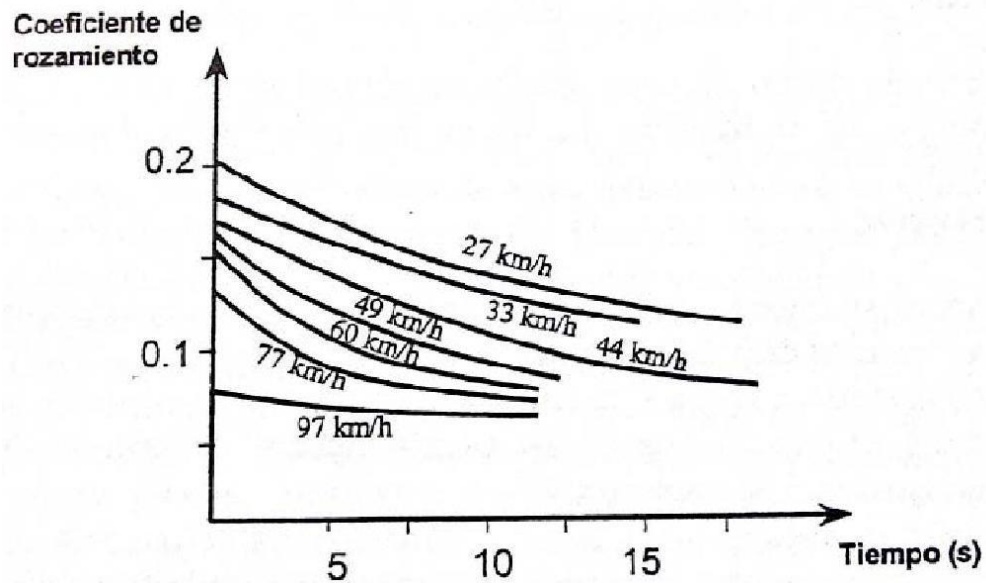
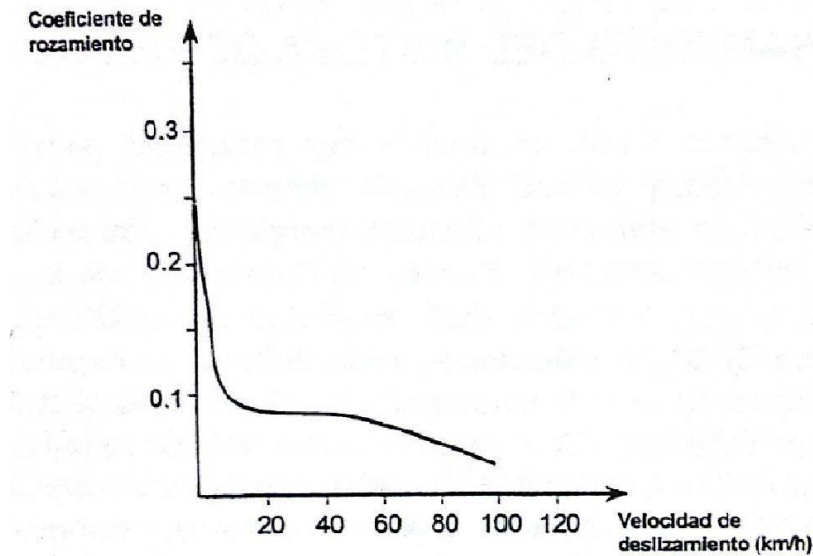


Figura 4. Valores medios del coeficiente de fricción de zapata de fundición sobre rueda de acero a valores constantes de velocidad

Esto es debido al punto de fusión de la fundición es 1250°C, relativamente bajo, de modo que, cuando se ha absorbido la suficiente cantidad de energía, la superficie de la zapata comienza a fluir, el líquido de material pastoso producido en la superficie de contacto reduce el coeficiente de adherencia al actuar como lubricante, despidiendo chispas de hierro fundido.

Los valores del coeficiente de rozamiento  $\mu''$  obtenidos en el contacto rueda-carril con las ruedas bloqueadas, son mucho más bajos que los de la adherencia normal  $\mu$ , de modo que la aplicación de un frenado excesivo puede hacer que se produzca el fenómeno de “deslizamiento”, produciéndose una menor deceleración. Esta disminución del coeficiente de rozamiento al deslizar se muestra en la Figura 5.

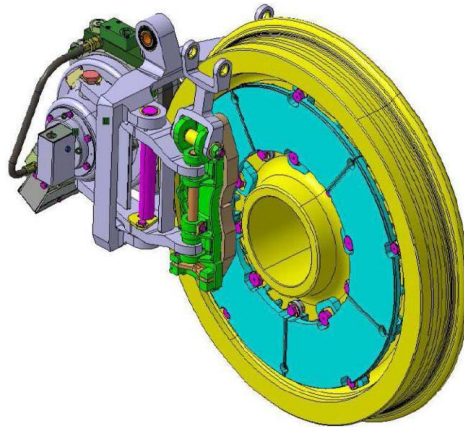


*Figura 5. Valores medios del coeficiente de fricción entre rueda de acero y carril*

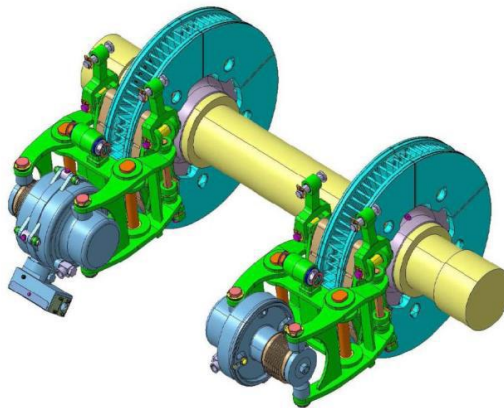
Se concluye que el frenado óptimo se obtendría cuando la aplicación es inferior pero lo más próxima posible a la necesaria para que las ruedas lleguen al bloqueo.

#### **4.2.2. Frenos de disco**

En este tipo de frenos, el frenado se separa de la rueda. Estos frenos pueden ser incluidos en la rueda, como se muestra en la Figura 6, o una disposición alternativa, como se muestra en la Figura 7, donde se emplean dos discos montados en el eje.



*Figura 6. Freno de disco incluido en la rueda*



*Figura 7. Frenos de disco calados en el eje*

Los discos son normalmente de fundición y se emplean pastillas de freno con una composición que evite una reducción del frenado con la velocidad y temperatura y minimice el desgaste.

Comparando este tipo de frenos con los de zapatas, podemos observar las siguientes ventajas e inconvenientes:



**Ventajas:**

- Eficaces si hay malas condiciones meteorológicas.
- Favorecen la adherencia por sí solas, sin la necesidad de incorporar rascadores como en zapatas compuestas.
- Mientras la velocidad sea inferior a 120 Km/h no se dañan las llantas durante el frenado.

**Inconvenientes:**

- Generan suciedad, la cual se deposita en el carril y en el propio sistema de frenado.
- Deterioro de las llantas para velocidades mayores de 120 Km/h.
- Generación de ruido en el frenado.
- Gran desgaste y riesgo de agrietamiento por lo que tienen poca vida útil.
- Pueden desprender chispas durante el frenado pudiendo provocar incendios en el transporte de materiales combustibles.

Se están desarrollando nuevos materiales cerámicos tanto para los discos como para las guarniciones. La Tabla 1 muestra una comparativa entre distintos materiales utilizados para los equipos de freno.

*Tabla 1. Comparación de distintos materiales de freno*

Disco	Guarnición	Capacidad (MJ)	Masa (kg)
Fundición	Orgánica	12	140
Aluminio	Orgánica	12	85
Acero	Sinterizado	35	140
Recubierto de cerámica	Cerámica	50	140
Fibra cerámica reforzada	Cerámica	60+	55

#### **4.2.3. Frenos de patín**

Son aquellos en los que, durante el período de frenado, se reparte el peso total del vehículo entre los ejes y los patines.

Se utilizan estos frenos principalmente como frenos de socorro en líneas de montaña de grandes pendientes.

La aplicación de los patines puede hacerse a mano o eléctricamente, o incluso mediante neumática. Su acción es potente y, en la práctica, suave y progresiva, presentando la ventaja de ser prácticamente independiente del estado del carril. Los principales inconvenientes de estos frenos residen en el desgaste anormal del carril, y en la facilidad de descarrilamiento del vehículo durante su aplicación.

#### **4.2.4. Frenos reostáticos**

Es un tipo de motor electrodinámico que trabaja como generador. Son de gran aplicación en locomotoras eléctricas. Cuando un ferrocarril desciende una pendiente, dicho motor se desconecta de la red que le hace funcionar, entonces empieza a trabajar como un generador. De este modo la energía mecánica acumulada se va disipando en unas resistencias en forma de energía calorífica. Una variante de este sistema de freno recircula las corrientes eléctricas generadas en los devanados de un par contrario al de giro incrementando así el efecto de frenado.

#### **4.2.5. Frenos regenerativos o de recuperación**

Son muy parecidos a los frenos reostáticos. La diferencia es que la energía eléctrica generada durante el frenado no se invierte en incrementar el frenado o se disipa en forma de calor, si no que se almacena para su uso futuro mediante baterías o supercondensadores. Esto se suele emplear en trenes eléctricos.

El freno regenerativo suele combinarse con el freno reóstático y además sirve como complemento al sistema tradicional de frenado por fricción, principalmente por que la cantidad de energía a disipar está limitada por la capacidad de absorción de ésta por parte del sistema de energía, o el estado de carga de las baterías. Es decir, si las baterías están cargadas se debería usar un freno reostático que elimine el exceso de energía.

### **4.3. Frenado sin adherencia**

La capacidad de frenado no depende de la adherencia entre las ruedas y el carril. Dentro de este tipo de frenos nos encontramos el freno de patín electromagnético, freno de Foucault sobre carril, freno hidráulico y freno aerodinámico.

#### **4.3.1. Patín electromagnético**

Es un tipo de freno utilizado para frenadas de emergencia en trenes y para frenadas a poca velocidad en tranvías. Tiene un patín con electroimanes que cuando se activan le empujan contra el carril causando fricción. Dicha fricción es debida a la atracción magnética, es decir, no se descarga el peso del tren sobre la vía. El patín está construido de material más blando que el carril para evitar que este se deteriore. No obstante el principal inconveniente de este sistema es que el patín sufre mucho desgaste durante el frenado. La Figura 8 muestra un ejemplo de este tipo de freno.



*Figura 8. Freno de patín electromagnético*

#### **4.3.2. Foucault sobre carril**

Se basa en la pérdida de energía útil al transformar en calor parte de la energía cinética de la corriente generada cuando un campo magnético variable interseca un conductor o viceversa. Cuando los frenos están desactivados el patín se mantiene elevado, aproximándose al carril solo durante el frenado, tal y como se muestra en la Figura 9. Al aplicarle una tensión, se genera una

inducción de corrientes sobre el carril (corrientes de Foucault) que, por el efecto del desplazamiento del patín, se deforman y genera un esfuerzo de retención.



*Figura 9. Freno lineal de corriente de Foucault en posición de frenado*

#### **4.3.3. Hidráulico**

El sistema hidráulico consiste en conectar a la rueda una corona provista de álabes (reactor). Esta corona girará en el mismo sentido que la rueda. Se colocará otra corona concéntrica (turbina) conectada al motor pero con una transmisión inversora que cambiará su sentido de giro. Al estar ambas coronas en un mismo recipiente lleno de aceite girando en sentido contrario, generarán turbulencias que favorecerán el frenado. Esta turbulencia calienta el aceite transformando la energía del movimiento del tren en energía calorífica que es disipada en un equipo de refrigeración.

En trenes de muy alta velocidad donde es preciso un frenado severo, se puede emplear un frenado hidráulico. Este sistema de frenado proporciona protección contra el deslizamiento porque cuando las ruedas se bloqueen durante un instante, se producirá una reducción inmediata del esfuerzo de frenado y por lo tanto éstas se desbloquearán

#### **4.3.4. Aerodinámicos**

Amplían la superficie frontal del tren mediante alerones produciendo una mayor resistencia

aerodinámica y por lo tanto favoreciendo el frenado. Se suelen usar en situaciones de emergencia. La Figura 10 muestra un ejemplo de estos frenos desplegados. Estos frenos se instalan en trenes de alta velocidad.



*Figura 10. Frenos aerodinámicos desplegados*

#### **4.4. Accionamiento del sistema de frenado**

Para aplicar cualquier forma de frenado por rozamiento se necesita una fuerza considerable para actuar en una distancia corta y luego mantenerla un período indefinido, debiéndose almacenar suficiente energía en cada vehículo para cubrir al menos varias aplicaciones. Por razones de seguridad, muchas administraciones ferroviarias exigen que el frenado debe ser continuo y aplicado a cada uno de los vehículos del tren, de acción instantánea y capaz de ser aplicado por el maquinista o por cualquier persona mediante el freno de emergencia, y automático si ocurre un fallo. Lo que se requiere es algún modo de almacenamiento de energía en cada vehículo, para que el frenado pueda ser usado al recibir una señal de una fuente distante, actuando de forma similar en la acción que libere el sistema. Existen disponibles tres métodos de almacenamiento: muelle metálico, un depósito de aire comprimido o un depósito de vacío.

El primer método sólo puede ser aplicado en una dirección y no se puede recargar automáticamente, usándose normalmente sólo como un muelle de retorno para liberar los frenos, mientras que los dos últimos métodos se pueden recargar a partir de la fuente de energía (la locomotora o uno o más vehículos). Tradicionalmente se ha aceptado que los medios más convenientes de conseguir el frenado apropiado son por medio de un sistema de presión de aire, bien sea un sistema positivo (aire) o uno negativo (vacío).

#### **4.4.1. Circuitos de freno. Clasificación**

Los circuitos de freno empleados en los ferrocarriles pueden ser fundamentalmente clasificados en dos grupos:

- *Frenos individuales*
- *Frenos continuos*

En los primeros, el mecanismo del freno obra aislada e independientemente sobre cada vehículo del tren. Es el caso de los frenos maniobrados a mano, que son siempre frenos de zapatas sobre las ruedas, y de otros tipos de frenos especiales que tienen el mismo carácter.

En los frenos continuos, su acción se extiende simultáneamente a todos los vehículos que entran en la composición del tren, es el caso de los frenos neumáticos:

- *Vacío*
- *Aire comprimido*

Este proyecto se centra en los frenos neumáticos por lo que se centrará en este tipo a partir de ahora.

#### **4.4.2. Frenado neumático**

En estos frenos se utiliza el aire tanto como fuente de energía para producir la presión de aplicación de las zapatas en cada uno de los vehículos del tren, como elemento de transmisión que permite el mando a distancia de los aparatos de freno desde un puesto único de maniobra confiado al maquinista.

#### **4.4.3. Elementos de los frenos neumáticos**

Todo freno de esta clase consta esencialmente de un grupo de elementos instalados sobre la locomotora o tractor para producir y graduar la presión de aplicación de los frenos, otro grupo de elementos colocados sobre cada uno de los vehículos del tren, constituyendo su *equipo de freno* y destinado a ejercer sobre los mismos el esfuerzo de frenado, y una *tubería general*, a través de la cual actúa la presión neumática sobre dichos equipos a voluntad del maquinista.

El elemento principal del equipo de los vehículos es el *cilindro de freno*, cuyo pistón, al desplazarse, actúa sobre la timonería. Este pistón es empujado, bien por el aire comprimido que se envía al cilindro o por el aire atmosférico cuando se hace el vacío sobre la otra cara del pistón.

De ahí las dos categorías de frenos neumáticos: los *frenos de aire comprimido* y los *frenos de vacío*. En los primeros, la presión motora del aire alcanza normalmente 5 kg/cm<sup>2</sup>, y en los frenos de vacío, en cambio, queda dicha presión reducida, a lo sumo, a la presión atmosférica.

Hay que reseñar también los *frenos duales*. Una locomotora equipada con freno dual puede remolcar indistintamente trenes provistos de freno por aire comprimido o por vacío. El equipo dual es prácticamente igual para todas las series de locomotoras, siendo su manejo por el maquinista independiente de la clase de frenado del tren, es decir, el cambio de aire comprimido a vacío o viceversa se efectúa con un conmutador eléctrico.

Sobre la locomotora del tren, el equipo de freno se compone de *aparato motor*, compresor de aire en los frenos de aire comprimido, eyector o bomba de vacío con los frenos de vacío, la *llave de maniobra* o *de mando* y sus elementos accesorios, que acciona el maquinista para graduar la aplicación de los frenos, y el *depósito principal*, bien de aire comprimido o de vacío, que sirve de reserva de energía para la aplicación instantánea de los frenos y de volante regulador para el funcionamiento de aparato motor, incapaz, en general, de producir el efecto deseado en el corto espacio de tiempo necesario. La locomotora lleva, además, su propio cilindro de freno y elementos accesorios, como cualquier otro vehículo del tren.

La tubería general se compone de un conducto metálico bajo cada vehículo, y cuyas soluciones de continuidad en los extremos del mismo se salvan por medio de mangueras de caucho, que no ofrecen obstáculo a los movimientos de contracción o dilatación del tren y se acoplan con suma facilidad.

#### **4.4.4. Clasificación de frenos neumáticos**

Los frenos neumáticos, tanto de vacío como de aire comprimido, pueden clasificarse en:

- *Frenos directos.*
- *Frenos automáticos.*
- *Frenos dobles*, denominados así por combinar freno directo y automático.

Una segunda clasificación de los frenos neumáticos sería en:

- *Frenos diferenciales.*
- *Frenos de distribuidor.*

## **5. ACTUADORES NEUMÁTICOS DE FRENO**

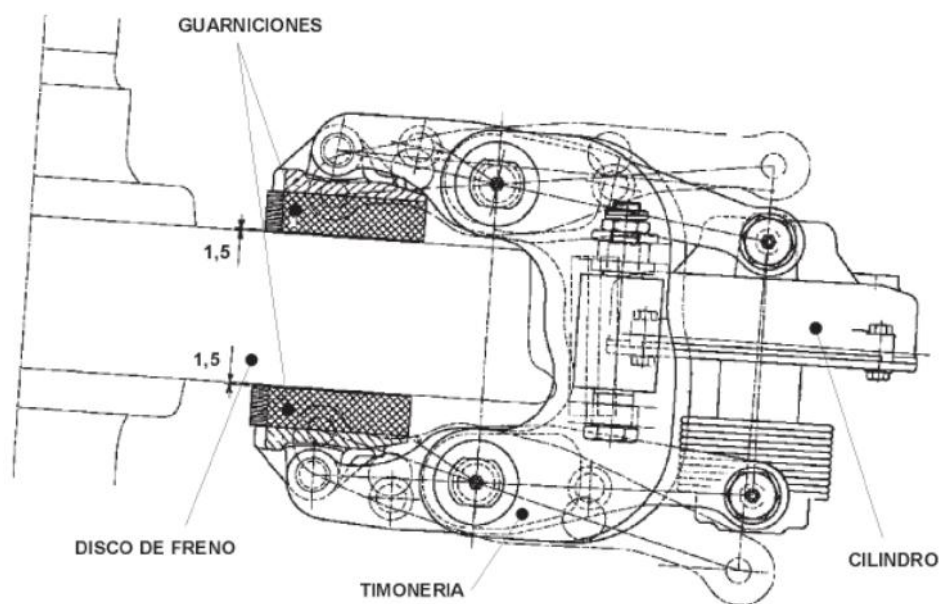
### **5.1. Introducción**

Los cilindros de freno utilizados actualmente en el ferrocarril son dispositivos muy complejos. Se trata de elementos capaces, no sólo de generar la fuerza de frenado suficiente para detener un tren, sino también de corregir automáticamente el desgaste que sufren las guarniciones de freno. Son especialmente relevantes desde el punto de vista de la ingeniería mecánica pues su funcionamiento es totalmente mecánico. Dicho de otro modo, corrigen automáticamente el desgaste sin intervención de electrónica de ningún tipo.

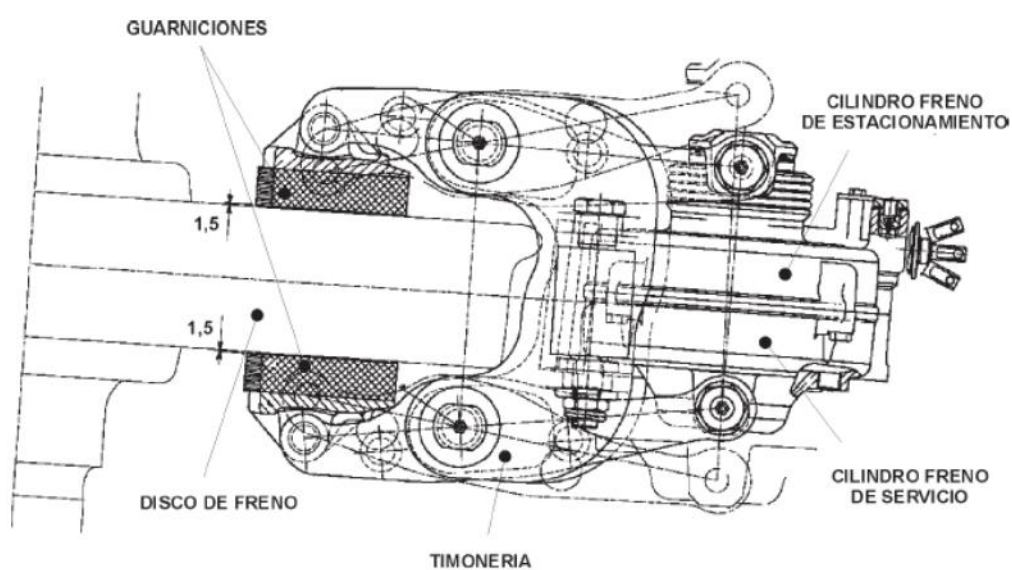
Existen modelos que únicamente equipan el freno de servicio y modelos que además incorporan el freno de estacionamiento. De este modo, y gracias a una implementación muy ingeniosa, se dispone de dos tipos de freno en el mismo equipo con un requerimiento de espacio similar.

Las Figuras Figura 11 y Figura 12 permiten comprobar, para un mismo tipo de cilindro, cómo las versiones con y sin freno de estacionamiento tienen una longitud similar. Se observa cómo el émbolo del freno de estacionamiento se ha colocado a lo largo del vástago del freno de servicio, por lo que no se ha modificado la longitud total del dispositivo.





*Figura 11. Timonería y cilindro de freno sin estacionamiento*



*Figura 12. Timonería y cilindro de freno con estacionamiento*

En general, se puede considerar que los cilindros de freno con regulador de holgura y freno de estacionamiento constan de tres partes fundamentales:

- Émbolo de freno de servicio.
- Mecanismo regulador.
- Émbolo de freno de estacionamiento.

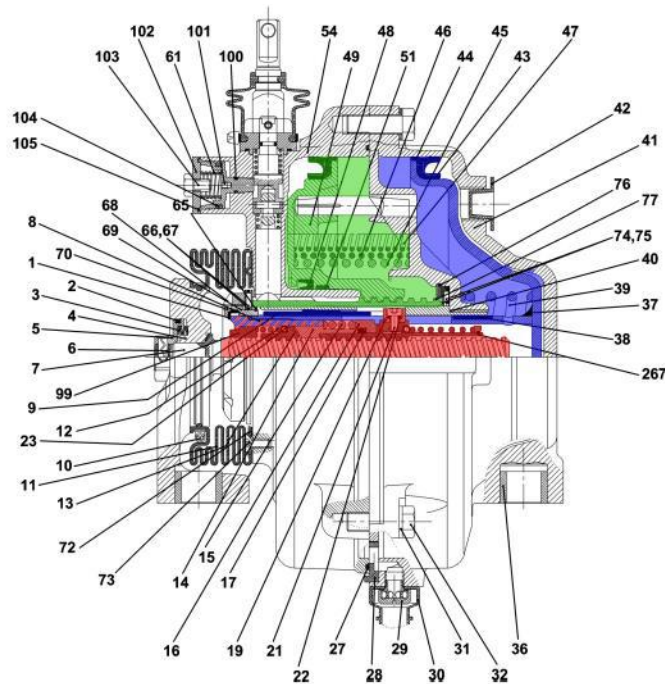
El mecanismo regulador está formado por un vástago roscado y una serie de tuercas, acoplamientos (generalmente dentados o de cuña) y resortes que garantizan el avance del vástago, y su posterior bloqueo, para compensar el desgaste de las guarniciones y/o de los discos de freno.

La primera de las tuercas rota sobre el vástago en la carrera de aplicación para desplazar el vástago la distancia correspondiente al desgaste existente. La segunda tuerca rota sobre el vástago en la carrera de retroceso para fijar la posición del vástago de regulación.

Los distintos acoplamientos imposibilitan el movimiento de las tuercas durante la operación del freno, liberándose únicamente cuando éstas deben rotar.

El freno de servicio se acciona neumáticamente al introducir aire comprimido en la cámara del émbolo correspondiente. El aumento de presión desplaza el émbolo, al que está soldado el vástago, y se produce el movimiento de la timonería de freno y el frenado. Así mismo, se debe vencer la oposición del resorte o resortes correspondientes que garantizan el retorno del émbolo a su posición original una vez se retira el aire.

El funcionamiento del freno de estacionamiento es opuesto al del freno de servicio. En este caso, la acción de varios resortes mantiene el freno aplicado y es al introducir aire en la cámara cuando se afloja. De este modo, es posible tener accionados los frenos del tren cuando éste se encuentra fuera de servicio y sin aire comprimido en los circuitos de freno.

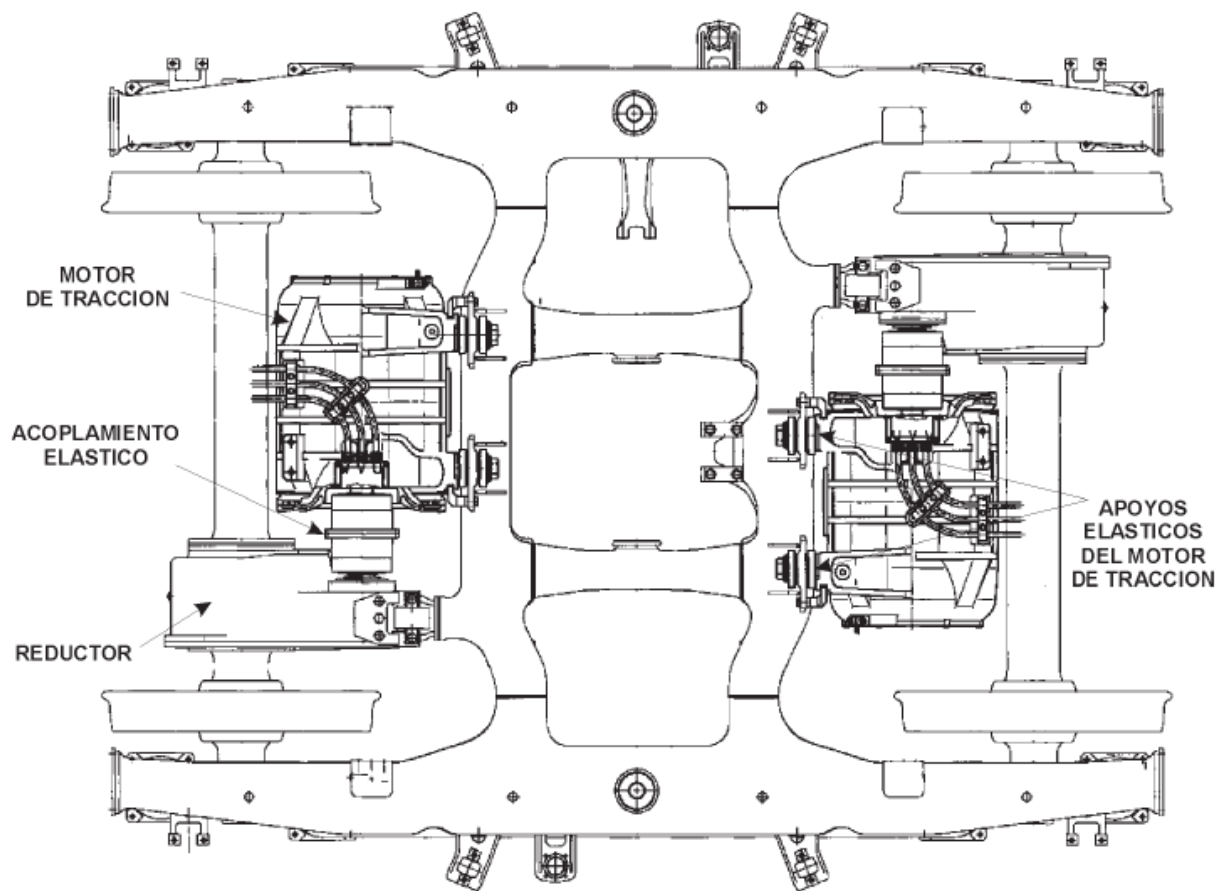


*Figura 13. Cilindro de freno con sus principales partes señaladas*

En la Figura 13 se muestra un ejemplo de cilindro de freno con freno de estacionamiento en el que se han coloreado las tres partes fundamentales descritas anteriormente. En azul se han sombreado los elementos que componen el freno de servicio. El rojo corresponde a los elementos que componen el mecanismo de regulación. Por último, en verde se marcan las piezas que constituyen el freno de estacionamiento..

## **5.2. Situación del actuador y de la timonería dentro del bogie**

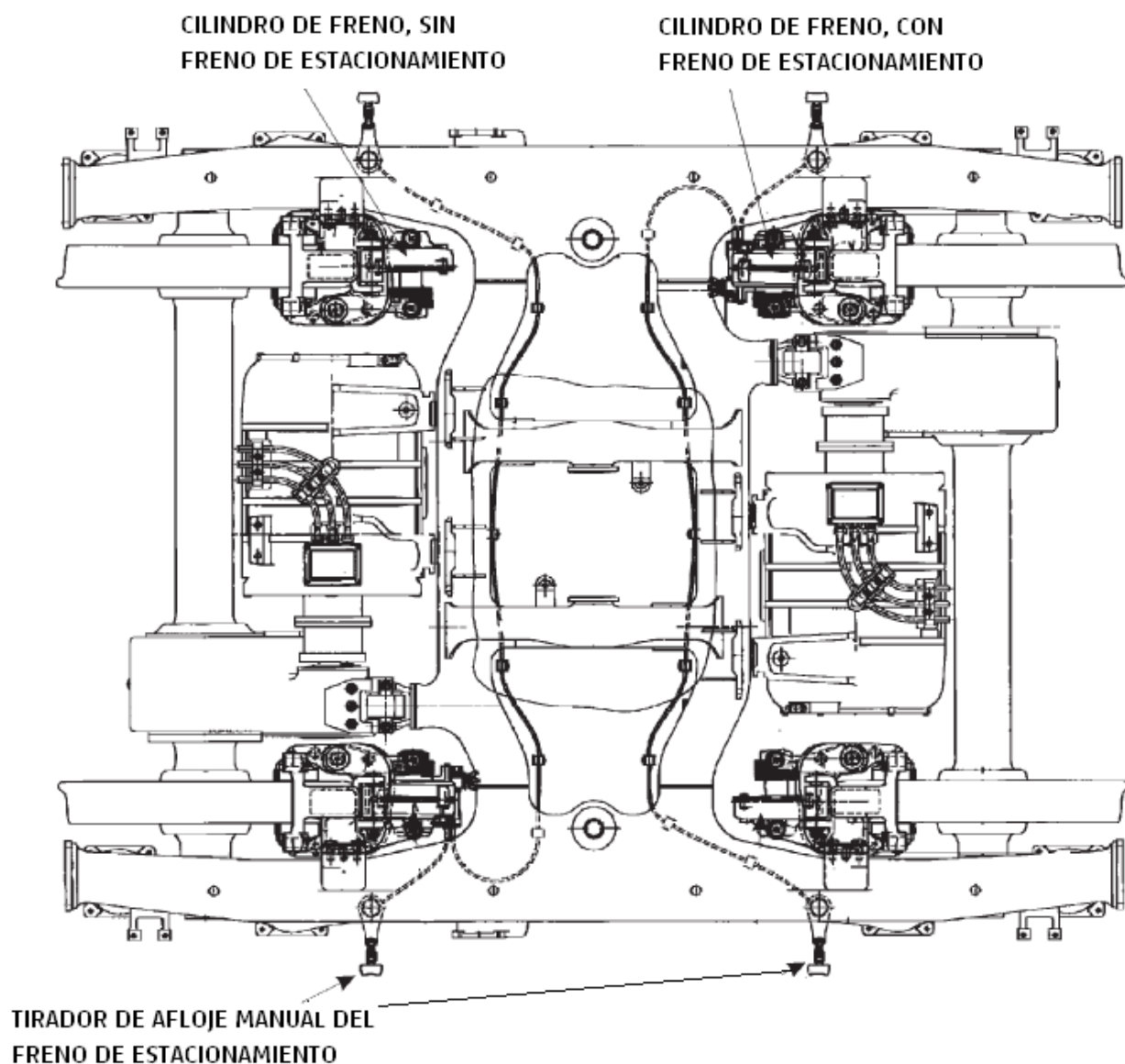
Durante la instalación de los cilindros de freno en los bogies, no se instala únicamente el cilindro, sino también la timonería de freno adecuada. En las Figuras Figura 7 y Figura 8 se pueden observar las timonerías de freno que acompañan a cada uno de los cilindros. La Figura 14 muestra un ejemplo real de la instalación del sistema de frenado en el bogie.



*Figura. 14. Conjunto motorización en bogie*

La timonería de freno, analizada desde el punto de vista de la síntesis de mecanismos, no es más que dos mecanismos de palanca colocados simétricamente respecto de su eje longitudinal. En un extremo se sitúa el cilindro de freno y en el otro las guarniciones que actuarán sobre el disco. La relación entre los dos brazos de palanca permite multiplicar la fuerza ejercida por el cilindro

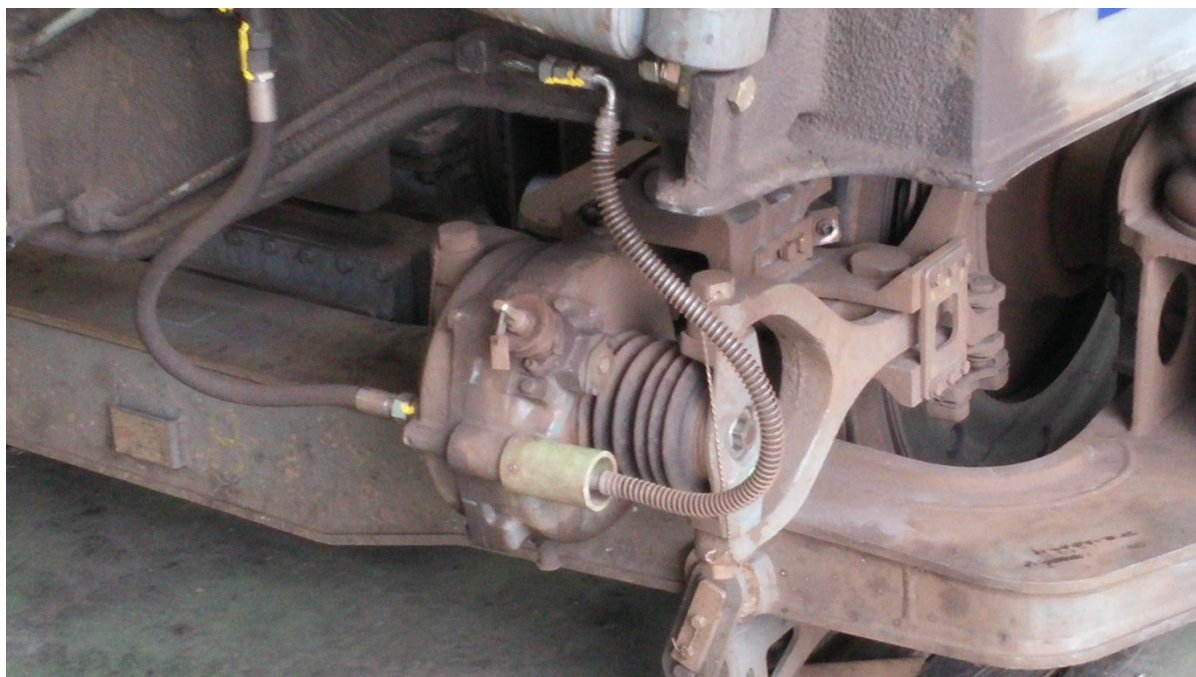
Como se observa en el ejemplo mostrado en la Figura 15, la timonería se une al bogie mediante una estructura situada en el fulcro. Esta disposición deja los cilindros de freno colgando, y por tanto, sometidos a un nivel mayor de vibraciones que si estuviesen fijados directamente al bogie.



*Figura 15. Disposición del equipo de freno neumático en bogie*

Finalmente, en las Figuras Figura 16 y Figura 17 se puede observar con más detalle el montaje disco-guarniciones-timonería-cilindro y su disposición dentro del bogie.





*Figura 16. Timonería y cilindro de freno montado en bogie*



*Figura 17. Timonería y cilindro de freno*

## **5.3. Funcionamiento del actuador neumático**

En este apartado se analizarán los distintos modos de funcionamiento y la participación de los distintos componentes del actuador neumático.

### **5.3.1. Generalidades**

En la Figura 18 se muestran los diferentes recorridos de la cabeza del vástago de émbolo durante un frenado.

1. Posición de aflojamiento.

2. Frenado, fase 1. Se aproximan las zapatas al disco. Se realiza el recorrido de aplicación.

3. Frenado, fase 2 y no hay desgaste del disco. Se recorre la distancia derivada de la elasticidad del freno y se efectúa el frenado.

4. Frenado, fase 2 y hay desgaste del disco. Se recorre la distancia causada por la elasticidad del freno más la originada por desgaste de la zapata y el disco y se efectúa el frenado.

Las cotas representadas en la figura corresponden a las siguientes definiciones:

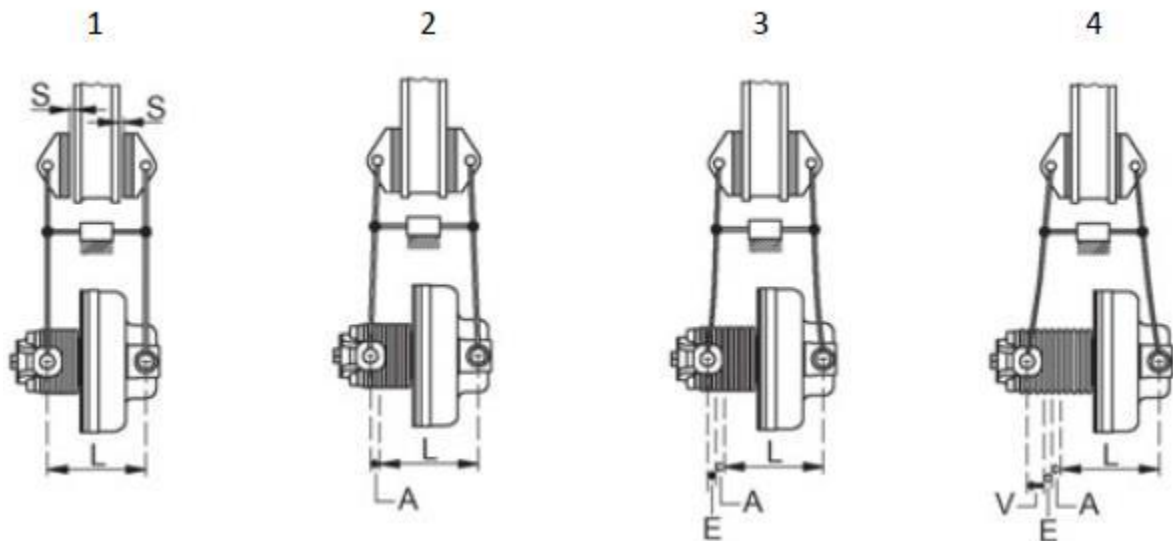
L: Cota de montaje

S: Holgura de guarniciones

A: Recorrido de aplicación

E: Recorrido elástico del freno

V: Recorrido del desgaste



*Figura 18. Fases de funcionamiento durante el frenado*

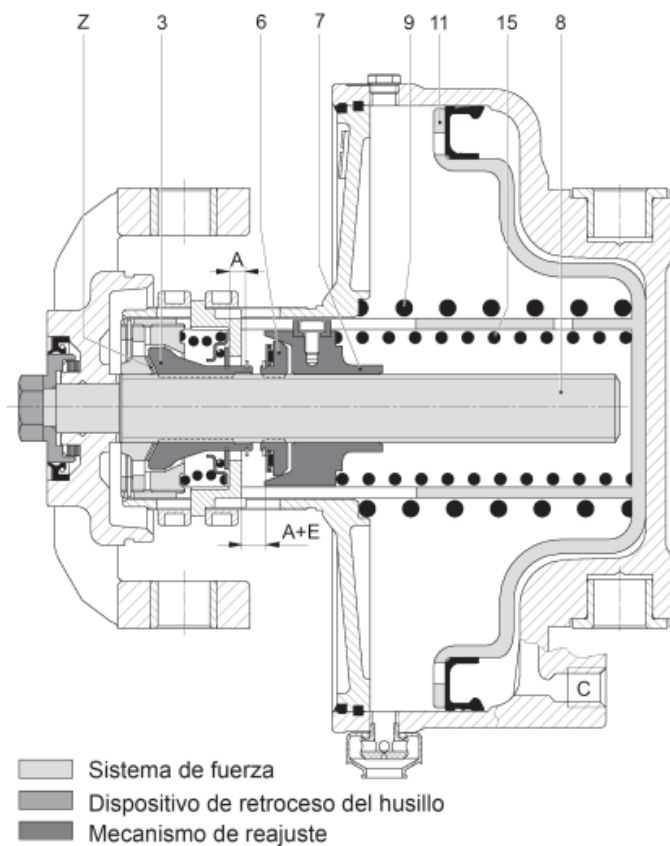
### 5.3.2. Análisis de funcionamiento

El funcionamiento del freno, contando los cambios de acoplamiento, se puede dividir en 11 etapas, descritas detalladamente a continuación.

#### - Posición de aflojamiento

La cámara de presión C está evacuada. El muelle de presión (9) mantiene el émbolo(11) en posición de aflojamiento. La fuerza de pretensión del muelle de presión (15), que a través del manguito de acoplamiento (7) y la tuerca (6) actúa sobre el husillo (8) y por lo tanto sobre la tuerca de presión (3), mantiene engranado el acoplamiento dentado (Z). A es el recorrido de aplicación y E la extensión elástica del varillaje.





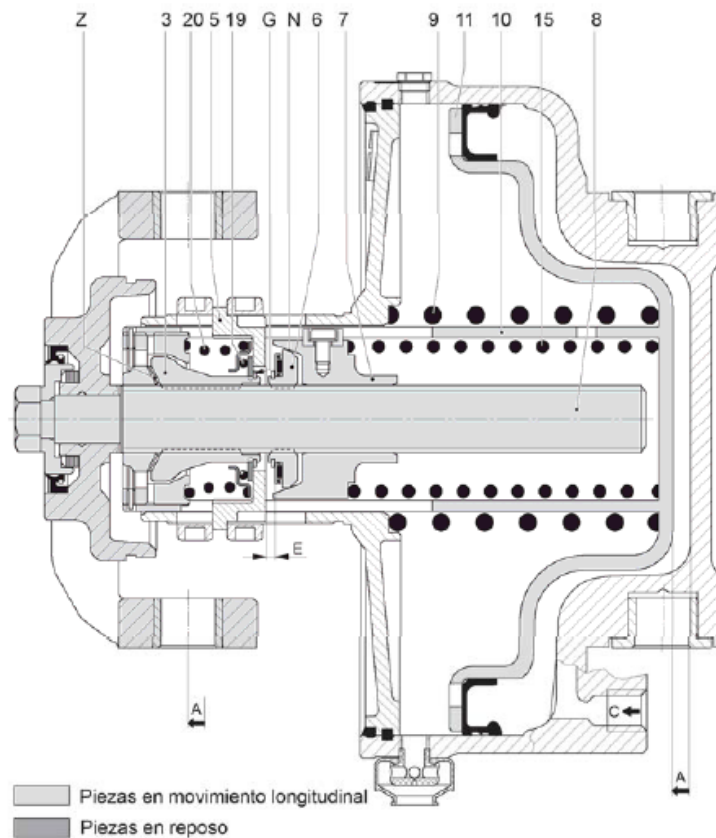
*Figura 19. Posición de aflojamiento*

#### - Recorrido de aplicación

El aire comprimido que entra en la cámara C saca el émbolo (11) con su tubo (10) de la posición de aflojamiento, contra la fuerza del muelle de presión (9). La tuerca de presión (3) se mueve con el husillo y el acoplamiento dentado (Z) queda engranado. Cuando el émbolo (11) y el husillo (8) han recorrido el trayecto A, las guarniciones de freno se aplican.

El tope (G, medida de ajuste del recorrido de aplicación ajustado) de la tuerca de presión (3) toca el cojinete de bolas (19) apoyado en el anillo regulador (5). El muelle de presión (20) se ha

distendido por la medida del recorrido de aplicación A. El manguito de acoplamiento (7) dista del anillo regulador (5) por la medida de la extensión elástica del varillaje E.



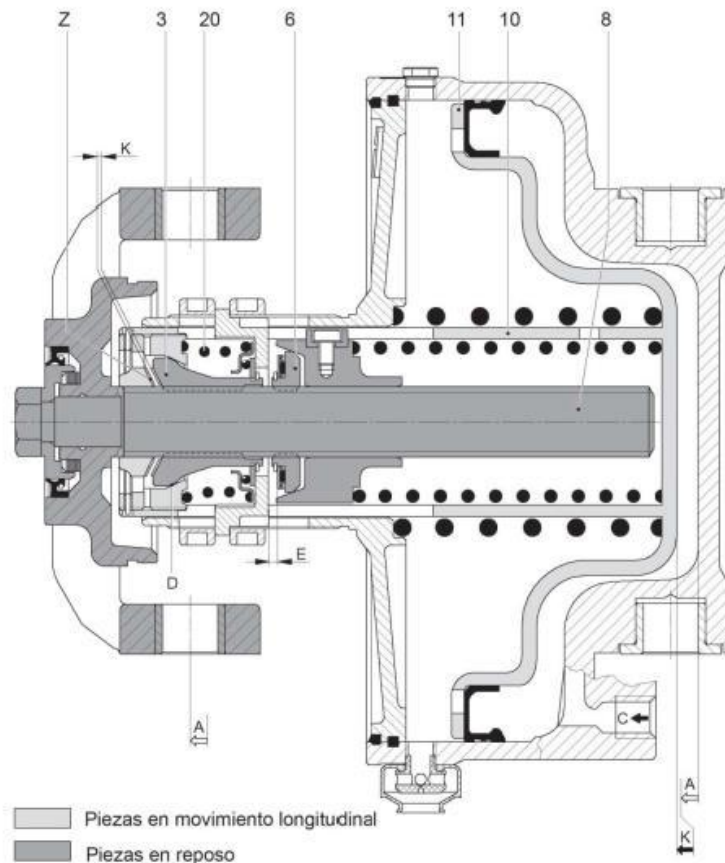
*Figura 20. Recorrido de la aplicación*

#### - Cambio de acoplamiento

Después de aplicar las guarniciones de freno y seguir aumentando la presión en la cámara C, el émbolo (11) y su tubo (10) se mueven por la medida de la holgura de acoplamiento K. El husillo (8), la tuerca de presión (3) y la tuerca (6) no se mueven.

A continuación se abre el acoplamiento dentado (Z) y el acoplamiento de cono (D, acoplamiento de fricción) engrana. La fuerza del émbolo es transmitida al husillo (8) por el tubo de émbolo (10), el acoplamiento cónico (D) y la tuerca de presión (3). El muelle de presión (20) se ha

distendido más por la medida de la holgura de acoplamiento K.



*Figura 21. Cambio de acoplamiento*

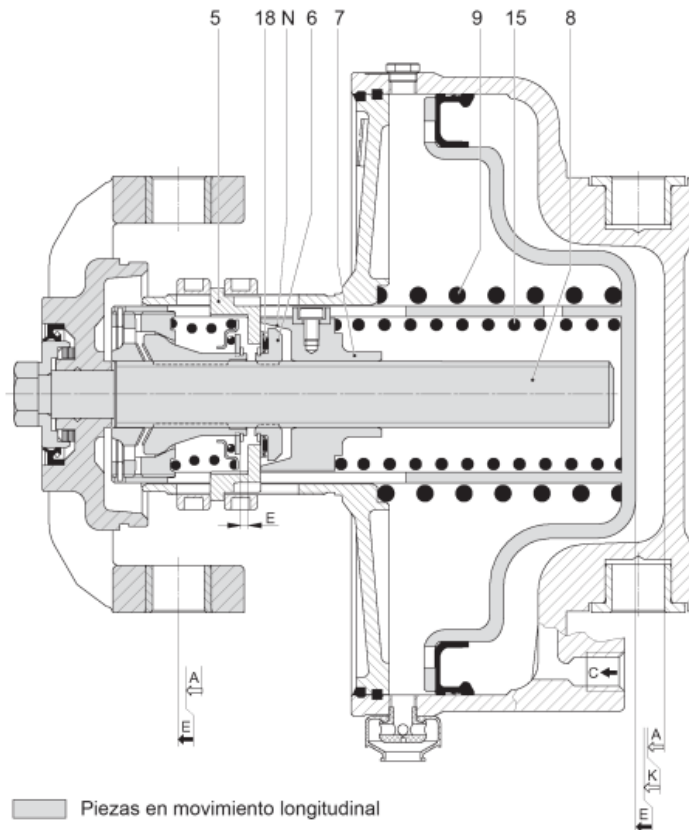
#### - Recorrido elástico de freno

Si se sigue aumentando la presión del cilindro de freno, comienza a formarse la fuerza de frenado. Con el aumento de la fuerza del émbolo, la timonería de freno cede elásticamente y la carrera del émbolo así como la carrera del husillo (8) aumentan en la magnitud correspondiente a la medida de la extensión del varillaje E.

Al final del recorrido elástico de frenado E, el casquillo de acoplamiento (7) y el rodamiento

axial de agujas (18) de la tuerca (6) tocan el anillo regulador (5); el acoplamiento cónico (N) está abierto.

La fuerza de frenado eficaz corresponde a la fuerza neumática del émbolo menos las fuerzas de ambos muelles de presión (9 y 15).



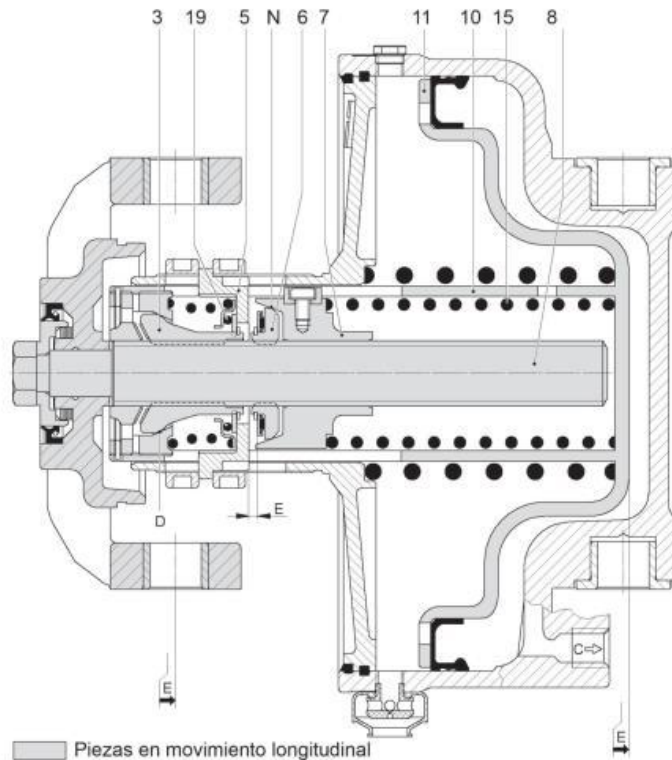
*Figura 22. Recorrido elástico del freno*

#### **- Recorrido elástico de retroceso**

Al evacuar la cámara de presión C se aprietan hacia atrás el husillo (8), la tuerca de presión (3) y, a través del acoplamiento de cono (D), el tubo de émbolo (10) con el émbolo (11) por medio de la fuerza elástica de retroceso del varillaje de freno, en la magnitud correspondiente a la medida de la extensión elástica del varillaje E.

El cojinete de bolas (19) llega nuevamente a tocar el anillo regulador (5). Durante el retroceso del husillo (8) se restablece la conexión a través del acoplamiento de cono (N) por lo

que, después de reducirse la fuerza elástica de retroceso del varillaje, el husillo es mantenido en la posición de aplicación por la fuerza del muelle de presión (15) a través del manguito de acoplamiento (7) y de la tuerca (6).

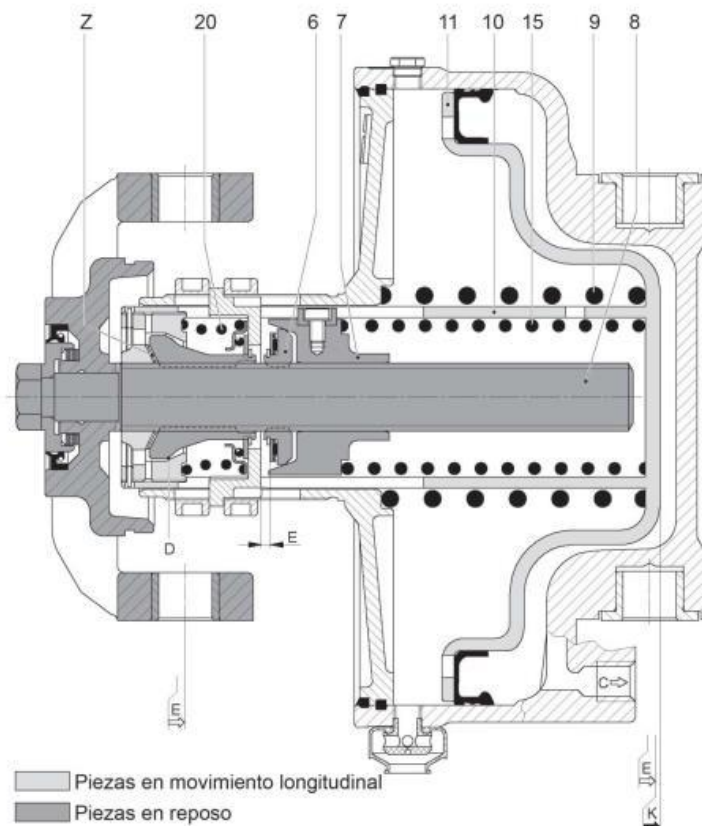


*Figura 23. Recorrido elástico del retroceso*

#### - Cambio de acoplamiento

Mientras que el husillo (8) es mantenido en posición de aplicación, los muelles de presión (9 y 15) siguen apretando el émbolo (11) con su tubo (10) contra la fuerza del muelle de presión (20).

El acoplamiento de cono (D) se abre y el acoplamiento dentado (Z) es nuevamente bloqueado después del recorrido de acoplamiento K con la fuerza del muelle de presión (15).

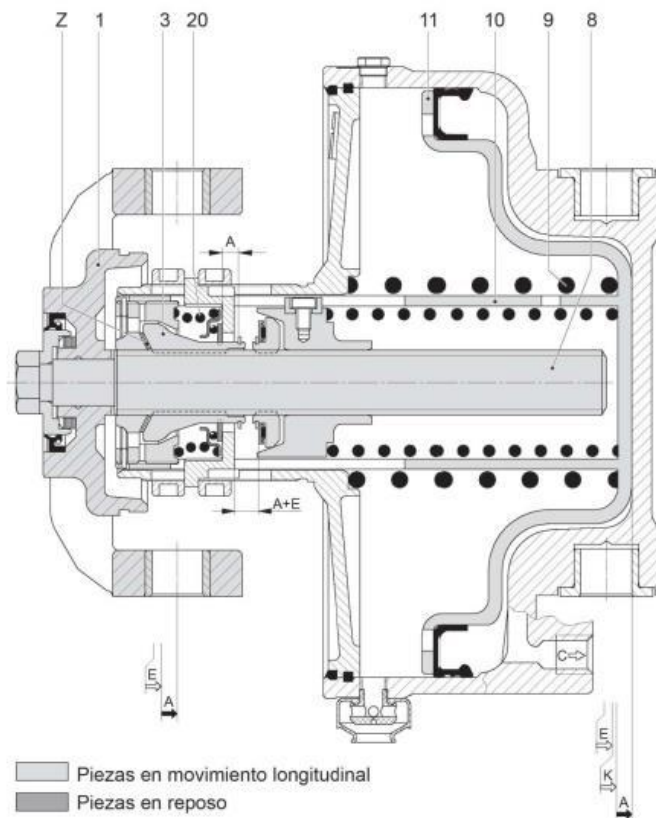


*Figura 24. Cambio de acoplamiento*

**- Retorno a la posición de aflojamiento**

Después de engranar el acoplamiento dentado (Z), el husillo (8) es retrocedido a través de la tuerca de presión (3) con el émbolo (11) y su tubo (10) por el muelle de presión (9), en la medida del recorrido de aplicación A, hasta la posición de aflojamiento.

El muelle de presión (20) es tendido aún más. La fuerza de retroceso del varillaje que actúa durante el recorrido de retorno a la posición de aflojamiento en el yugo (1), es la fuerza diferencial entre el muelle de presión (9) y el muelle de presión (20).



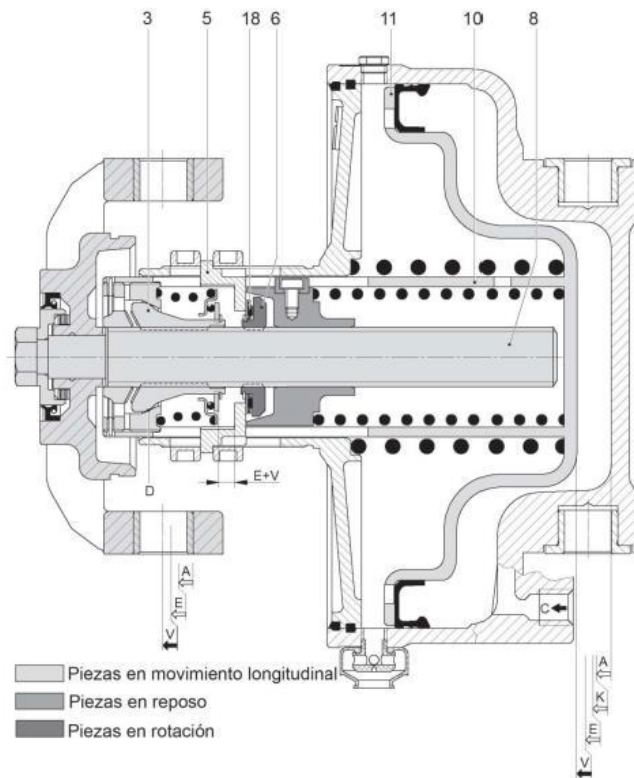
*Figura 25. Retorno a la posición de aflojamiento*

#### **- Frenado con desgaste**

El desarrollo funcional en el cilindro hasta terminar el recorrido elástico de frenado es como el descrito en los puntos “recorrido de aplicación”, “cambio de acoplamiento” y “recorrido elástico de freno”.

Al producirse desgaste de guarniciones durante el frenado, el efecto de la presión del cilindro de freno C hace moverse al émbolo (11) con su tubo (10), a través del acoplamiento de cono (D), la tuerca de presión (3) y el husillo (8), por la medida de desgaste y al avanzar el husillo (8), el rodamiento axial de agujas (18) de la tuerca (6) llega a tocar el anillo regulador (5).

Debido a la rosca no autoblocante, la tuerca (6) es puesta en rotación y girará hasta que se termine el recorrido de desgaste.

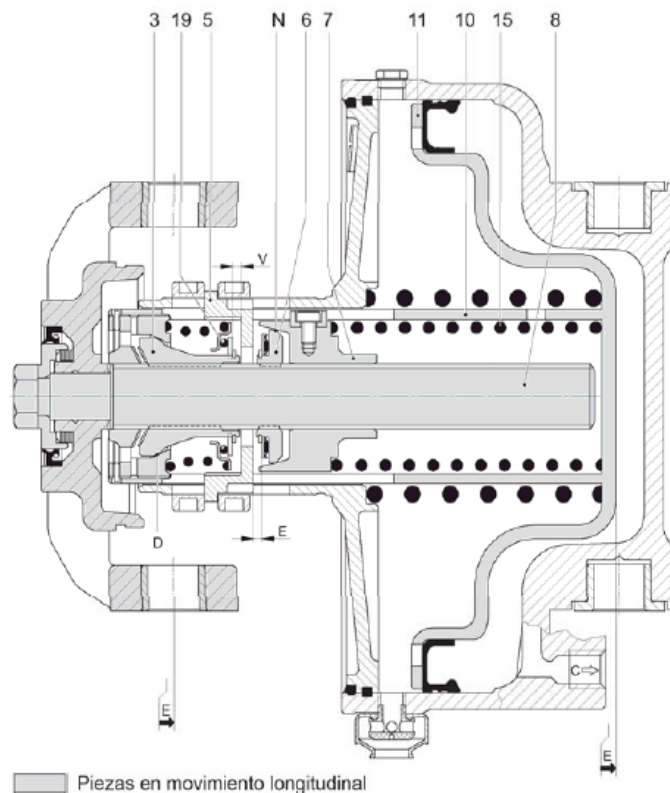


*Figura 26. Frenado con desgaste*

**- Recorrido elástico de retroceso**

Al bajar la presión del cilindro de freno C, la fuerza de retroceso elástico del varillaje de freno aprieta primero el husillo (8) con la tuerca de presión así como a través del acoplamiento





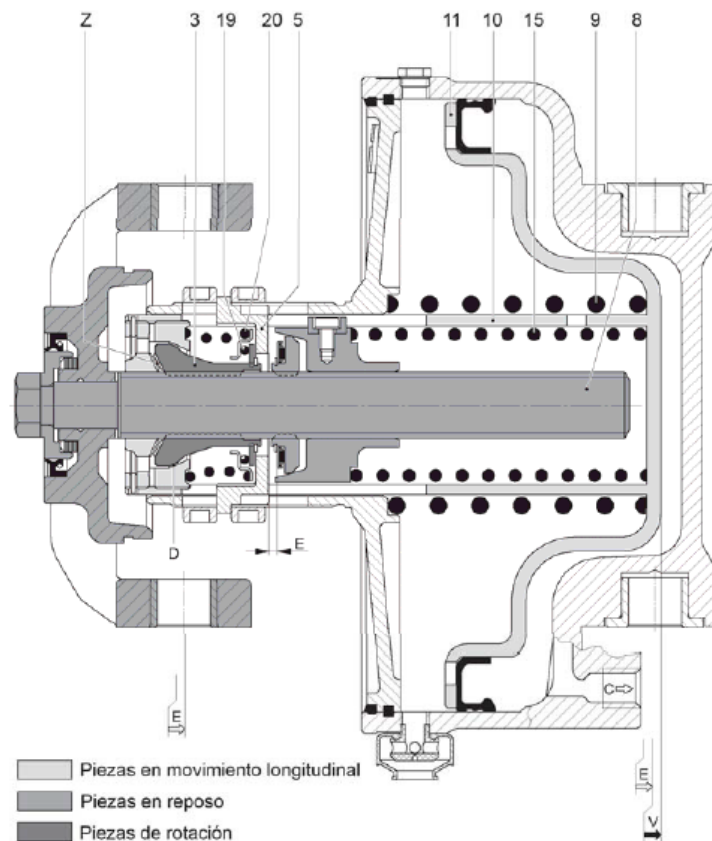
*Figura 27. Recorrido elástico del retroceso*

#### **- Corrección de desgaste**

Mientras que el husillo (8) se mantiene en la posición de aplicación, ambos muelles de presión (9) y (15) siguen retrocediendo más el émbolo (11). Así se descarga el acoplamiento de cono (D) y la tuerca de presión (3) sigue -accionada por la fuerza del muelle de presión (20)- el movimiento del émbolo.

La tuerca de presión gira hasta que el cojinete de bolas (19), después del recorrido de desgaste, vuelve a tocar el anillo regulador (5).

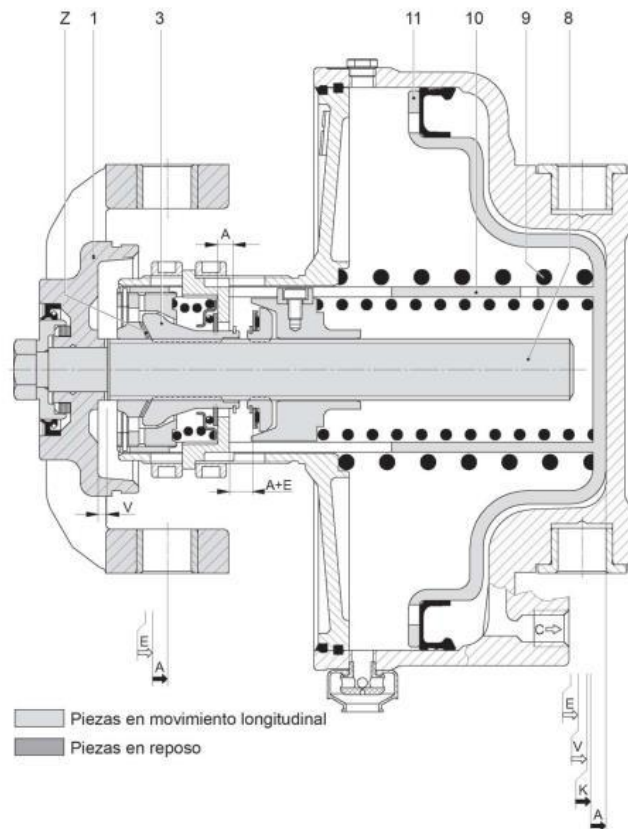
El cambio de posición de la tuerca de presión (3) en el husillo (8) durante la operación de aflojamiento ha corregido el recorrido de desgaste producido durante el frenado por lo que en el frenado siguiente el recorrido de aplicación A corresponde nuevamente al ajuste específico del cilindro.



*Figura 28. Corrección del desgaste*

**- Cambio de acoplamiento y recorrido de retorno a la posición de aflojamiento**

El desarrollo funcional en el cilindro es el mismo que se ha descrito en los puntos “cambio de acoplamiento” y “recorrido de retorno a la posición de aflojamiento”. Después de terminarse el aflojamiento el yugo (1) se encuentra alrededor del recorrido de desgaste y delante del punto inicial al comenzar el frenado.

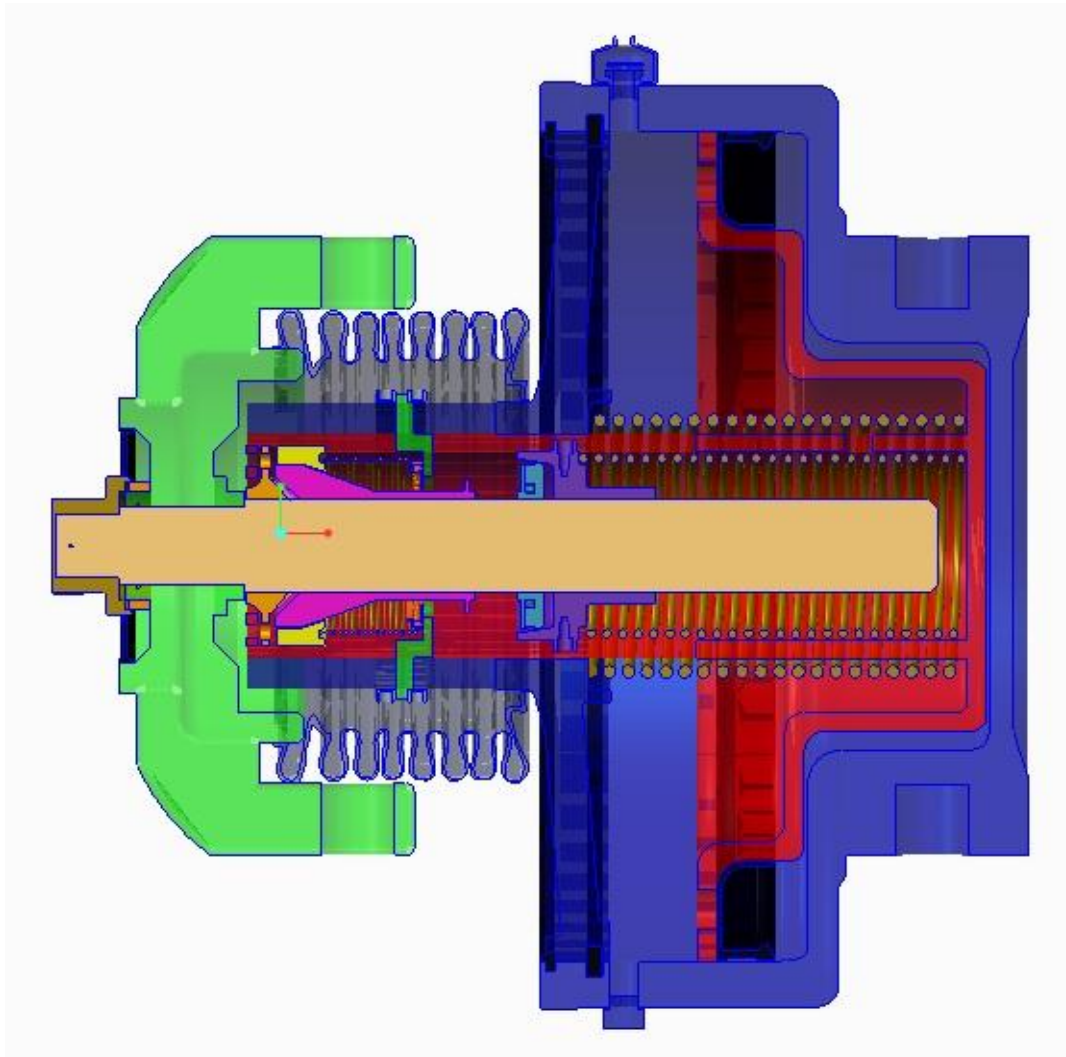


*Figura 29. Cambio de acoplamiento y recorrido de retorno a la posición de aflojamiento*

## **6. DISEÑO Y SIMULACIÓN DE ACTUADOR NEUMÁTICO**

### **6.1. Modelado en 3D del actuador**

Para diseñar el actuador se han utilizado, tanto los planos facilitados por D. Juan Carlos García Prada, como los P.F.C. de otros alumnos de la Universidad Carlos III hasta llegar al diseño final mostrado en la Figura 30. El programa de C.A.D utilizado es el *P.T.C. CreoParametric. 2.0*.



*Figura 30. Diseño de actuador neumático*

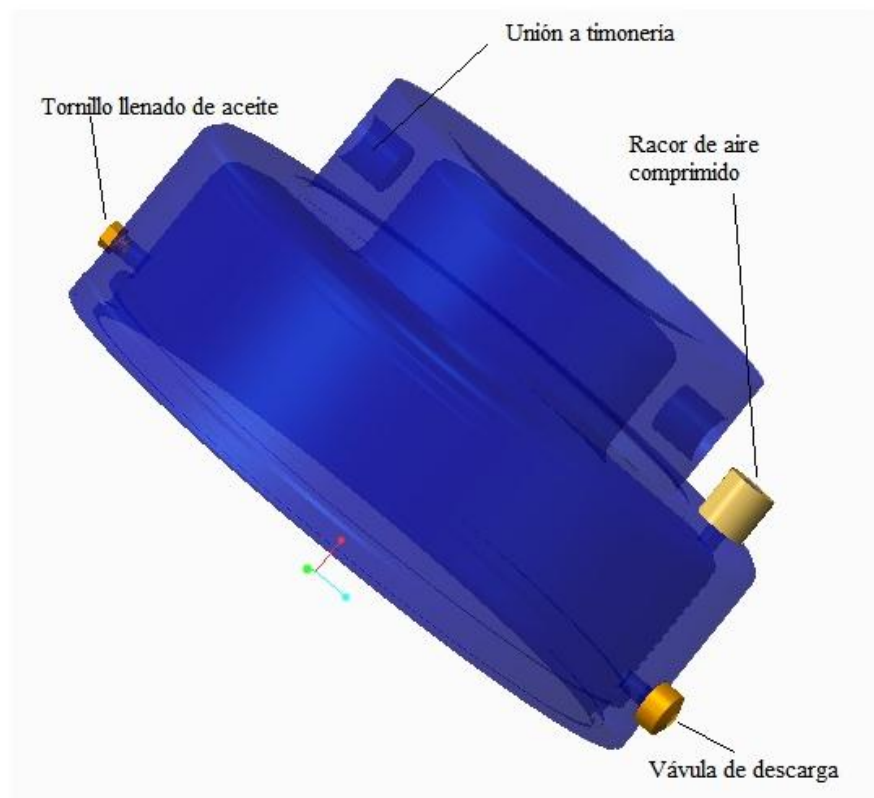
Como se observa en la imagen, se trata de un actuador neumático sin freno de estacionamiento. El diseño corresponde al de los cilindros de freno tipo UP10X9R5.

A continuación se mostrará el diseño de las piezas más importantes, con una breve descripción de su funcionalidad.

- **Carcasa.**

Esta pieza es la que se representa en color azul en la Figura 30. Y se divide en dos partes:

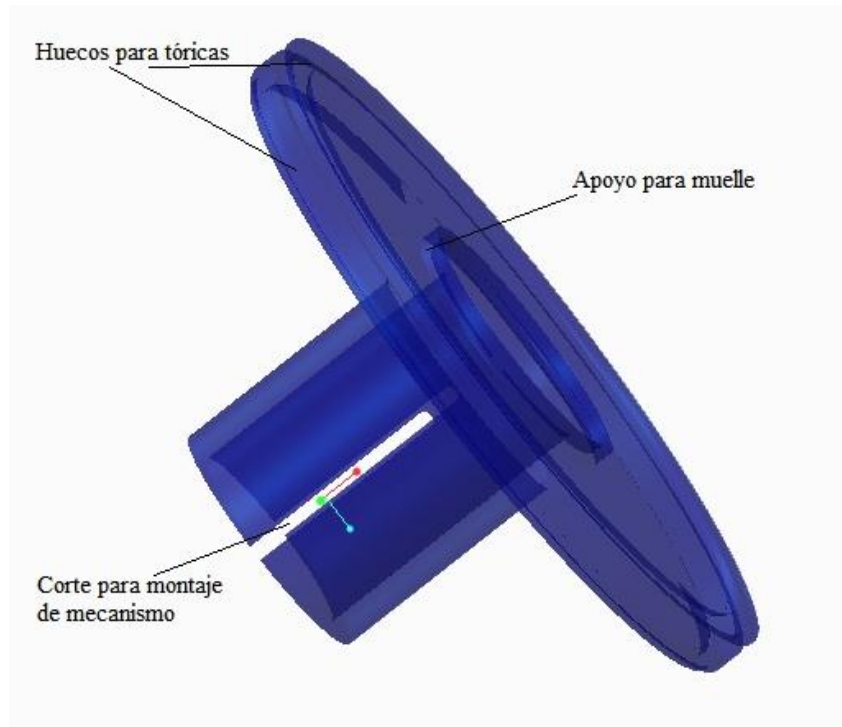
a) Carcasa superior



*Figura 31. Carcasa superior*

En la figura 31 hemos destacado las partes más significativas de esta pieza. Unas de las más importantes son los huecos para la unión con la timonería de freno.

b) Carcasa inferior



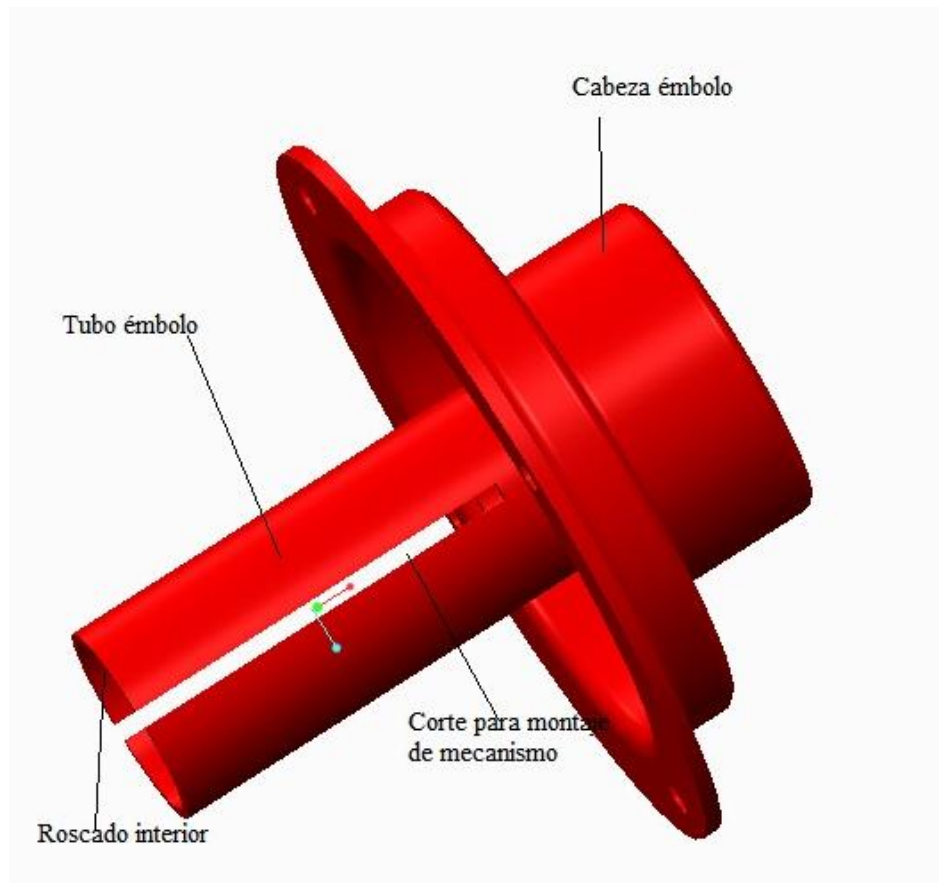
*Figura 32. Carcasa inferior*

En la Figura 32 se representa la parte inferior de la carcasa. Cabe destacar los huecos de las juntas tóricas para el sellado de la unión con la carcasa superior y los cortes para el montaje del mecanismo. Destacar que la parte inferior y exterior del cilindro de la carcasa está roscada.

- **Émbolo**

Es una de las piezas más importantes ya que convierte la energía neumática en mecánica y una de las piezas que soportan más esfuerzos, y por ello, se hará una simulación para mostrar su comportamiento mecánico. El émbolo consta de una cabeza y un tubo soldado a ella. En este último, al igual que en la carcasa

inferior, encontramos cortes para el montaje del mecanismo y un roscado interior. Tal y como se describe en la Figura 33.

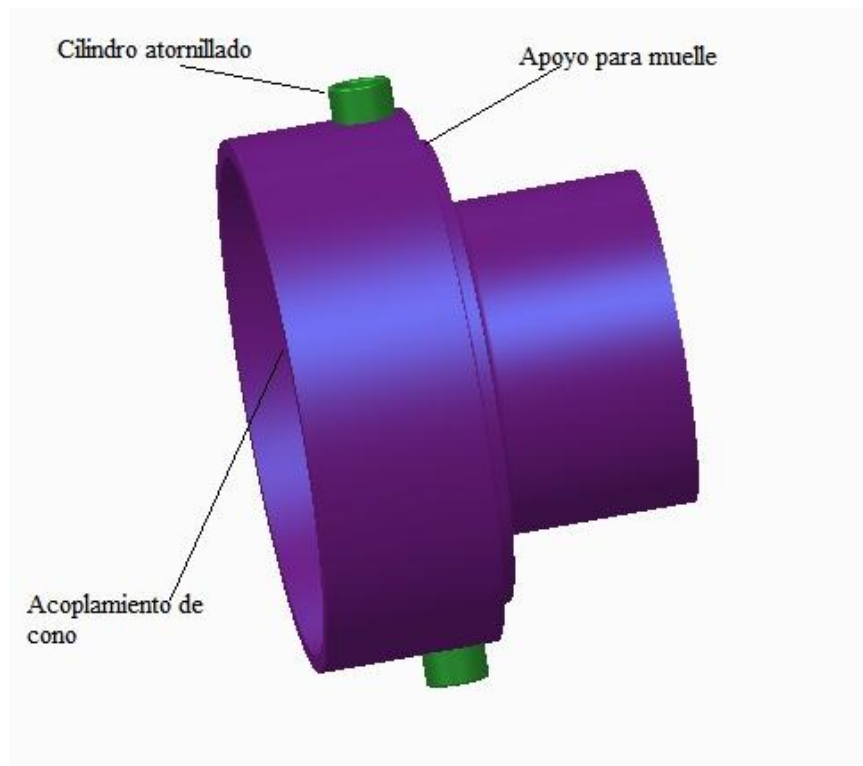


*Figura 33. Émbolo*

#### - **Manguito de acoplamiento**

El manguito de acoplamiento recibe la fuerza del émbolo a través de un muelle y a su vez el manguito transfiere el movimiento al husillo mediante un acoplamiento de cono a una tuerca roscada al husillo. Consta de unos cilindros atornillados cuya función es impedir que este gire.

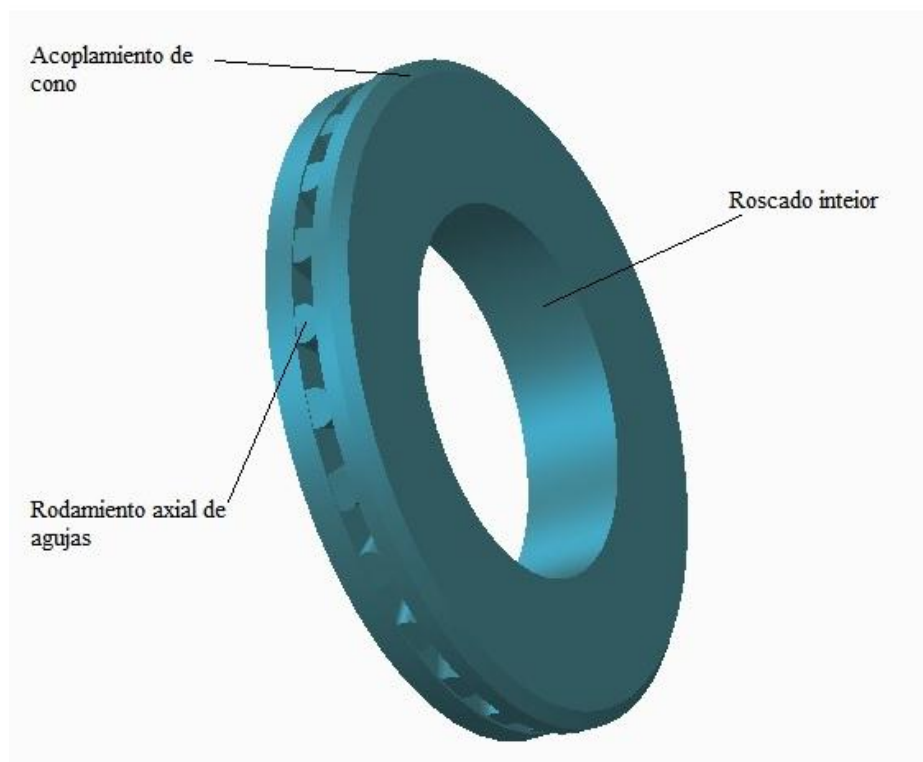




*Figura 34. Manguito de acoplamiento*

- **Tuerca con rodamiento axial de agujas**

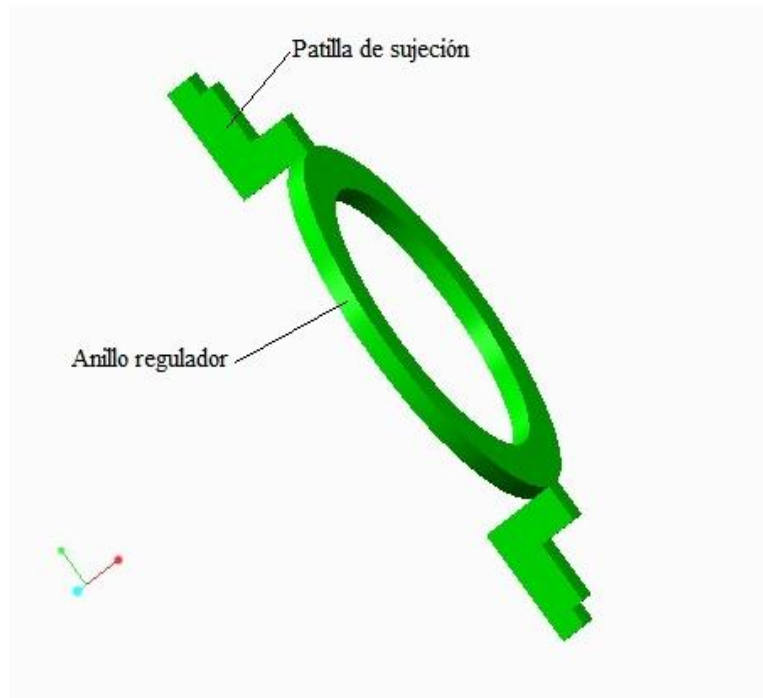
Esta tuerca se une mediante un acoplamiento de cono al manguito de acoplamiento y está roscado al husillo.



*Figura 35. Tuerca con rodamiento axial de agujas*

- **Anillo regulador**

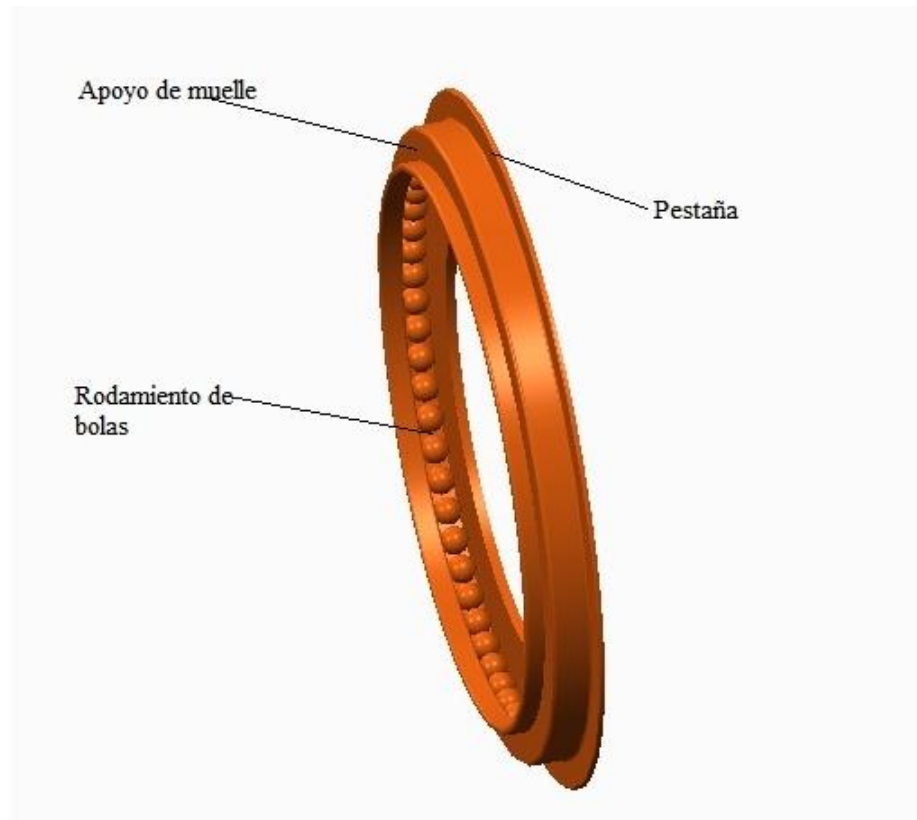
El anillo regulador es una pieza muy importante dentro del mecanismo de reajuste. Está fijada mediante las patillas y dos anillos de ajuste roscados exteriormente a la carcasa inferior. Por lo tanto no se mueve durante ninguna de las fases de frenado.



*Figura 36. Anillo regulador*

- **Anillo de autoajuste con rodamiento de bolas**

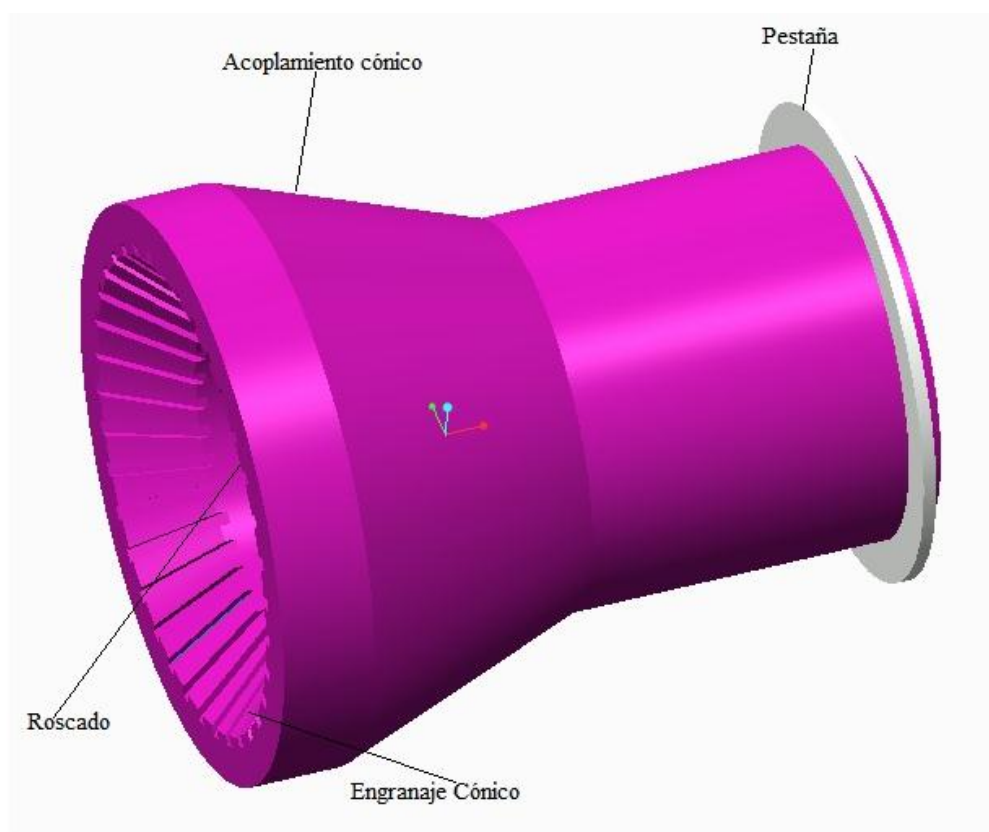
Esta pieza es clave para el autoajuste cuando hay cambio de guarniciones o se produce un frenado con desgaste. Está compuesto por una pestaña que participa directamente en el autoajuste y un rodamiento de bolas.



*Figura 37. Anillo de autoajuste con rodamiento de bolas*

- **Tuerca de presión**

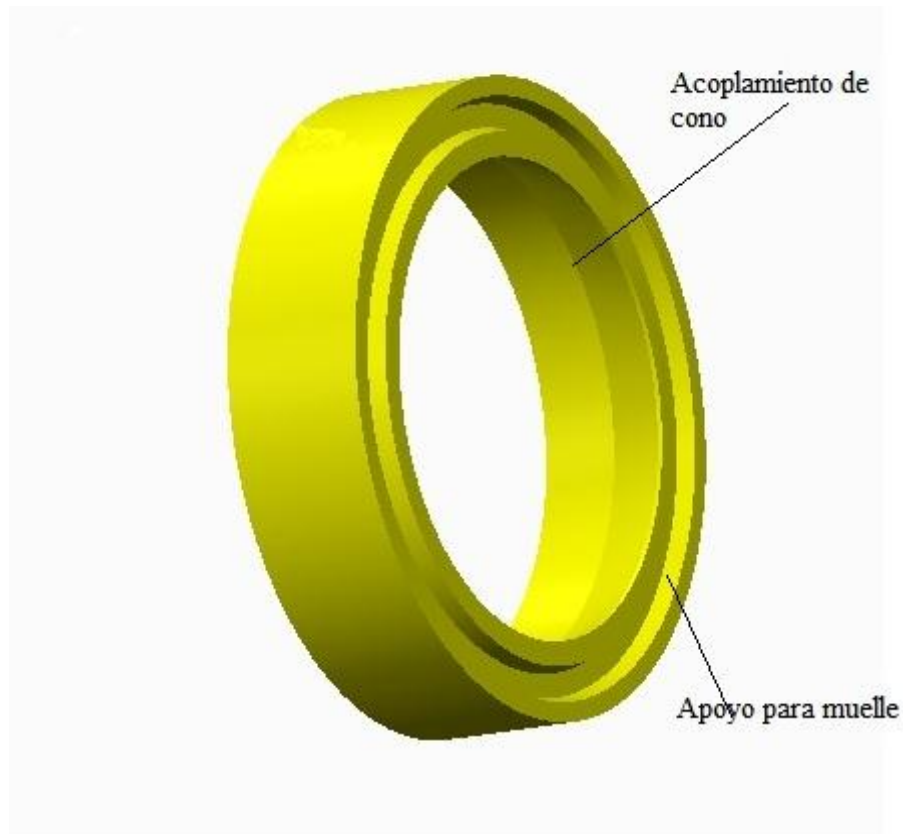
Esta pieza es fundamental y junto con el anillo de autoajuste, forman el conjunto que hace capaz el autoajuste del mecanismo. Su interior está roscado al husillo. La parte inferior en la zona interna está mecanizada formando un engranaje cónico, mientras que la parte externa forma un acoplamiento cónico. En la parte superior tiene una pestaña que actúa sobre la pestaña del anillo de autoajuste. Podemos verlo más detalladamente en la Figura 38.



*Figura 38. Tuerca de presión*

- **Tuerca con acoplamiento cónico**

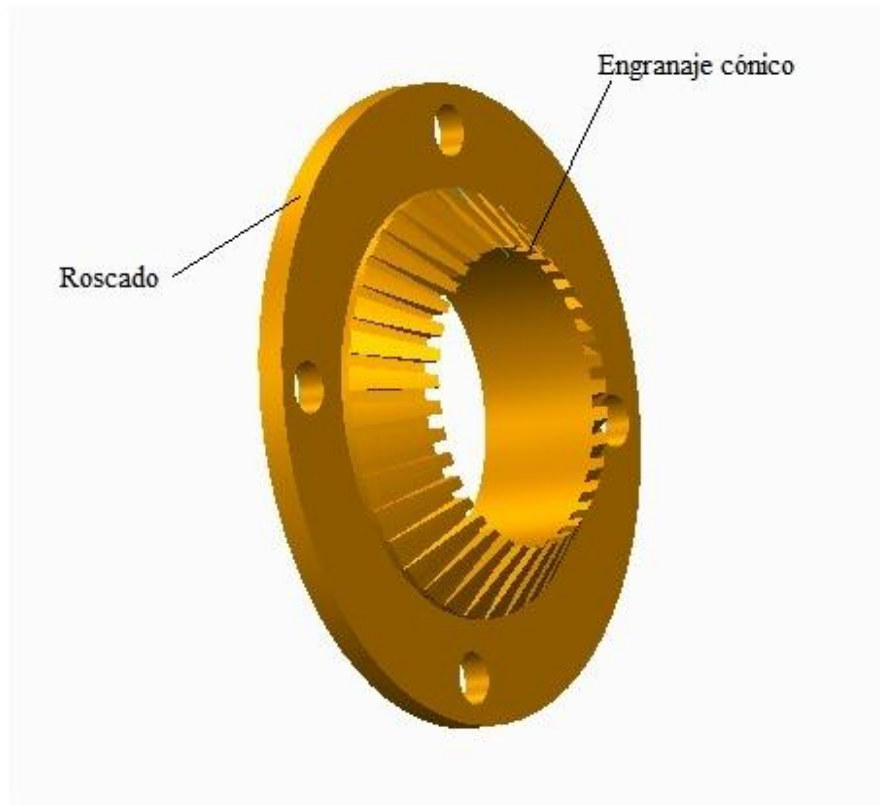
En su parte interna forma un acoplamiento de cono con la tuerca de presión. El borde superior presenta un mecanizado para alojar un muelle. Se puede ver más en detalle en la Figura 39.



*Figura 39. Tuerca con acoplamiento de cono*

- **Tuerca de avance**

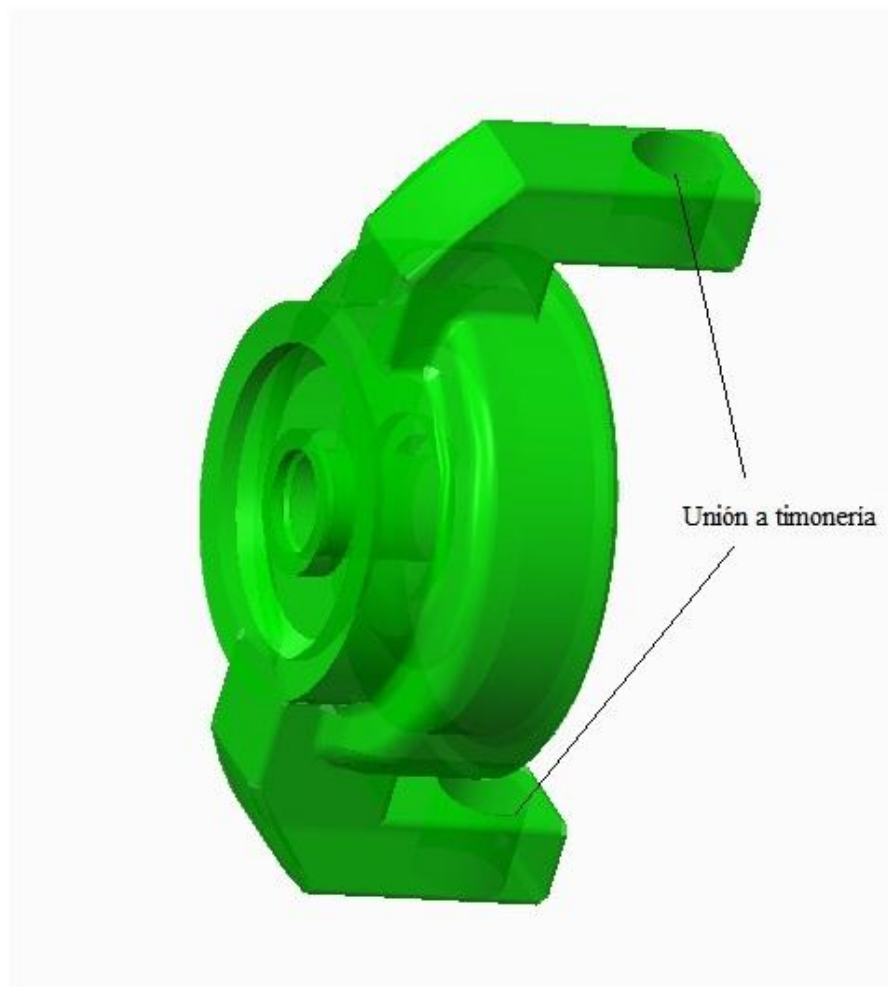
La parte superior está mecanizada formando un engranaje cónico que engrana con la tuerca de presión.



*Figura 40. Tuerca de avance*

- **Yugo**

Esta es la pieza mediante la cual el otro extremo del mecanismo se une a la timonería.

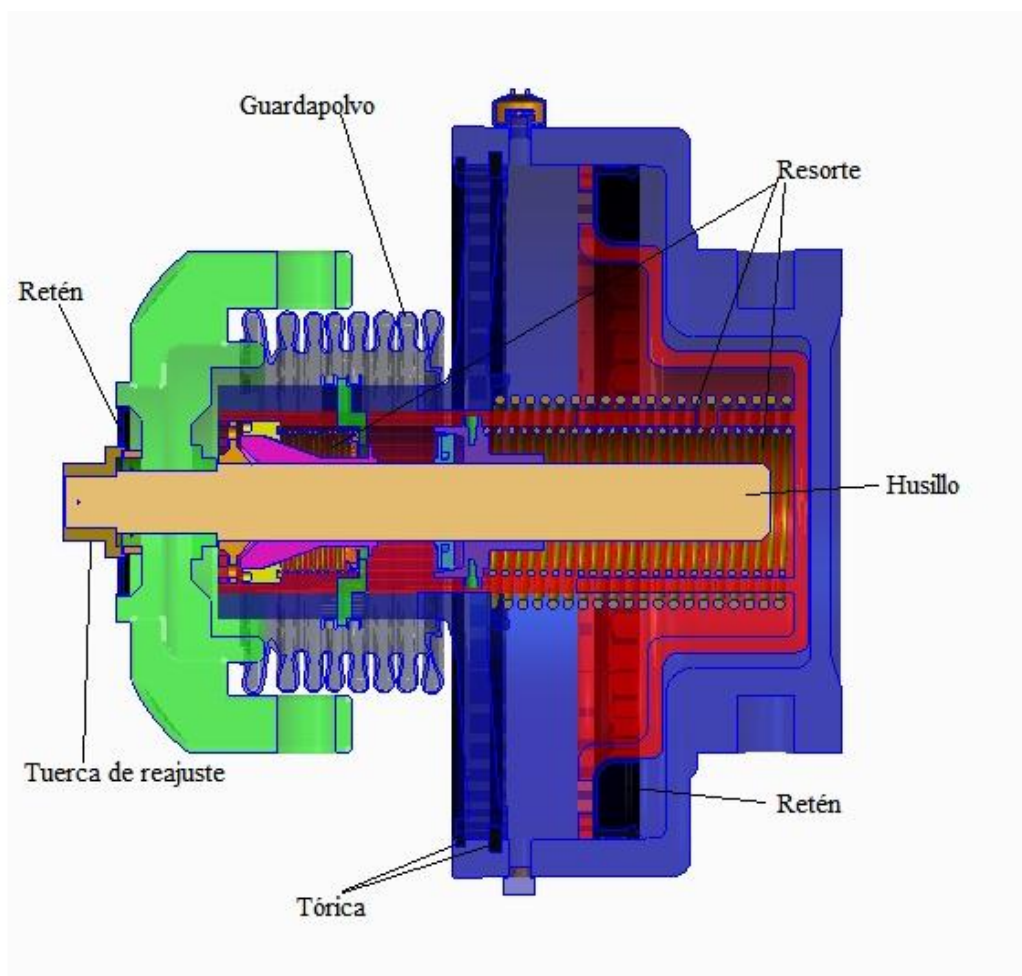


*Figura 41. Yugo*

- **Otras piezas**

En la Figura 42 podemos ver otras piezas significativas como los resortes, el husillo, los retenes, las juntas tóricas y la tuerca de reajuste.

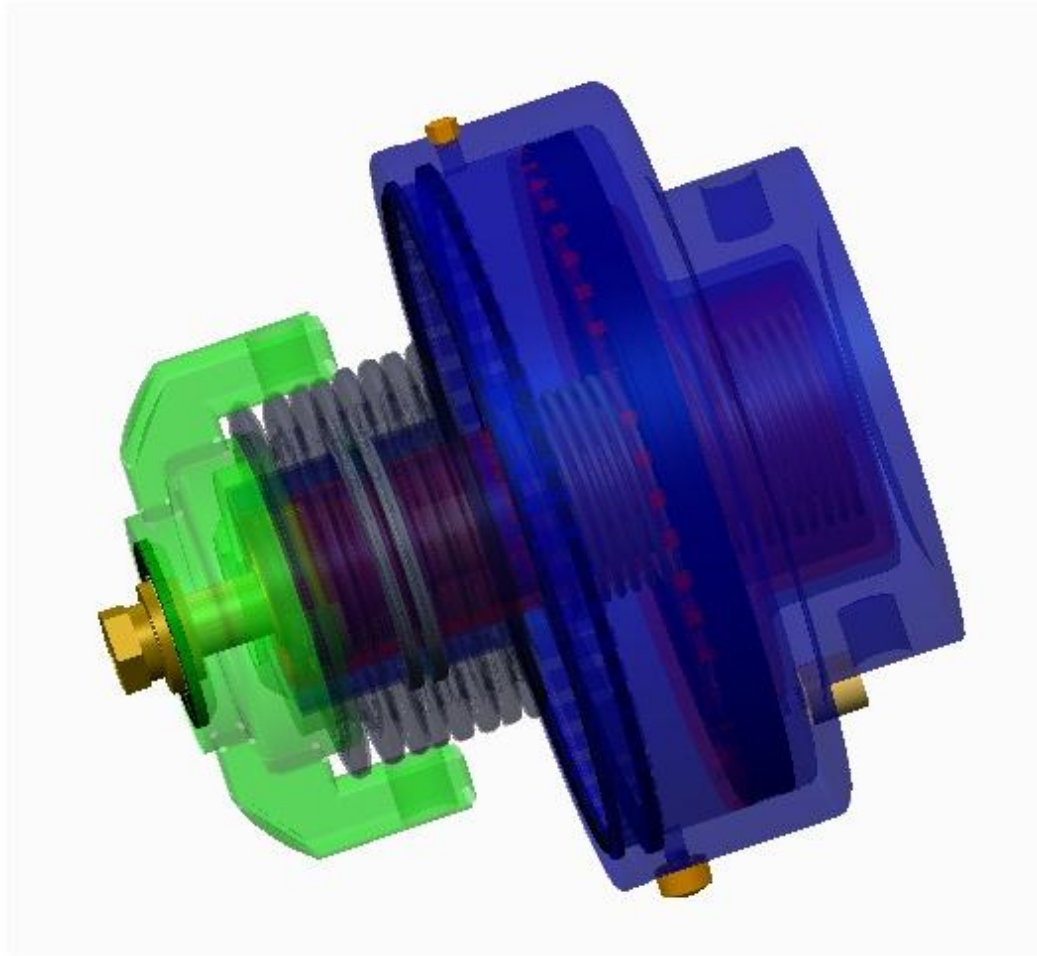




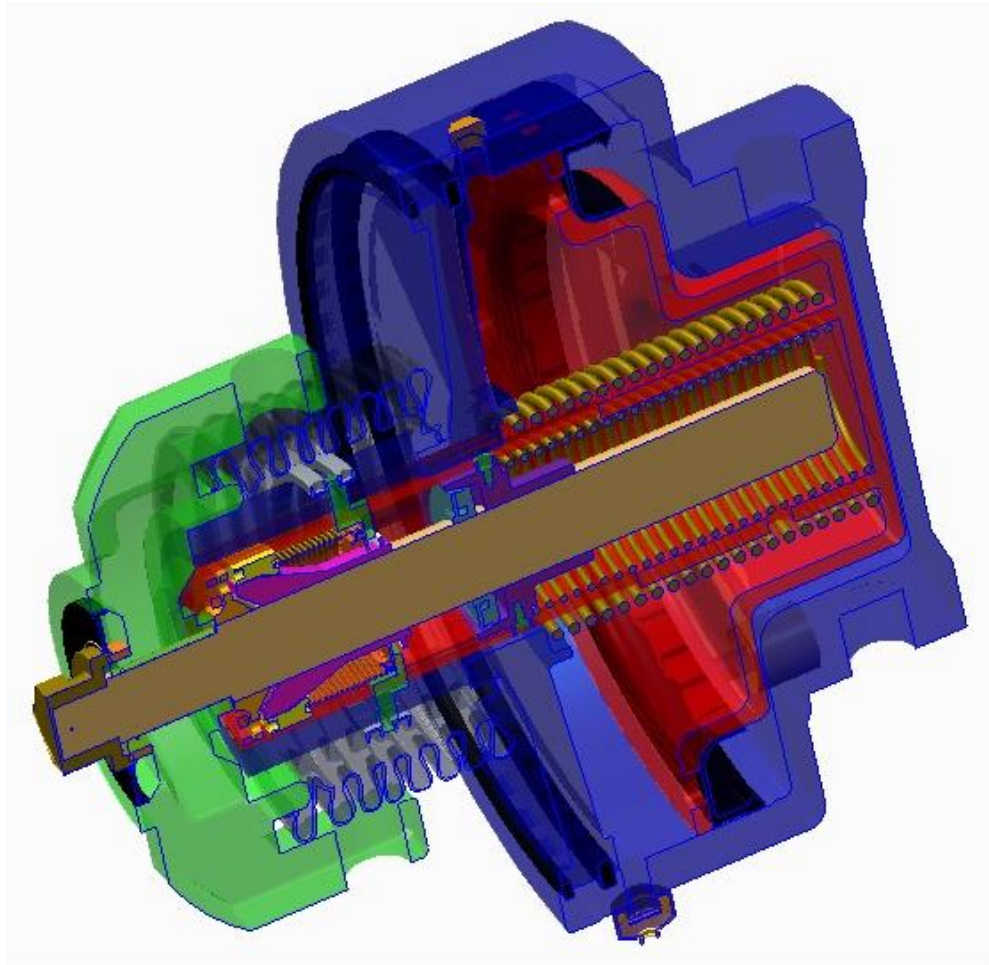
*Figura 42. Conjunto con algunas piezas destacables*

**- Conjunto**

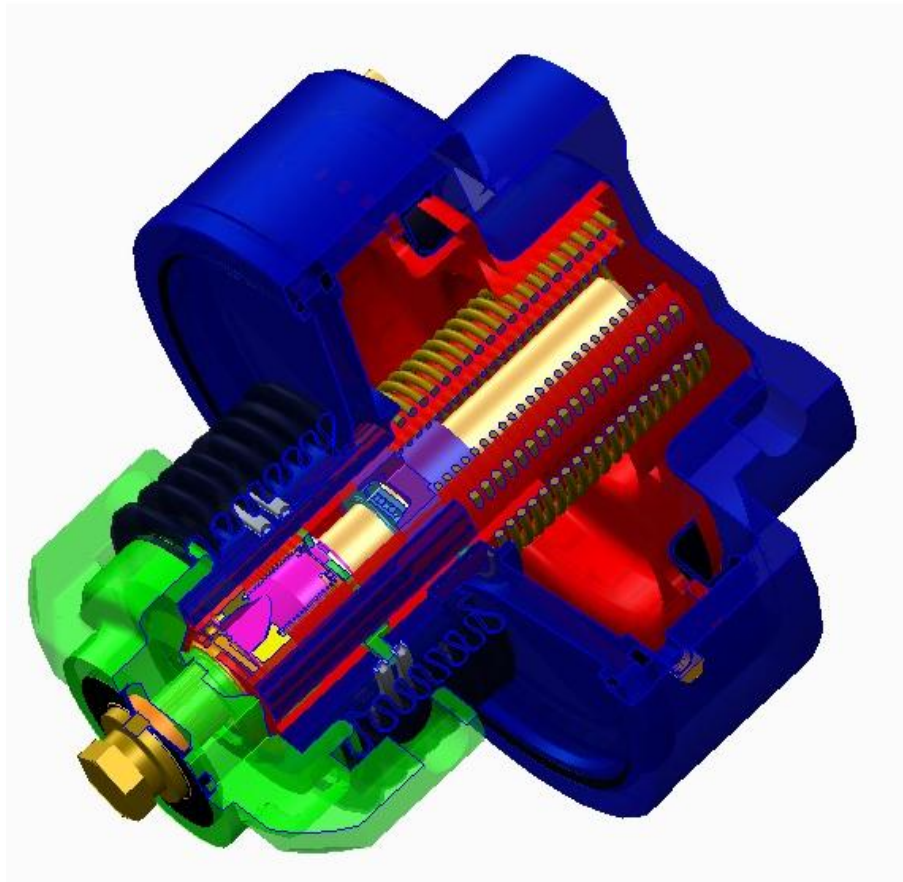
A continuación se mostrará el conjunto ya montado desde distintas perspectivas: Figuras 43, 44 y 45.



*Figura 43. Conjunto montado*



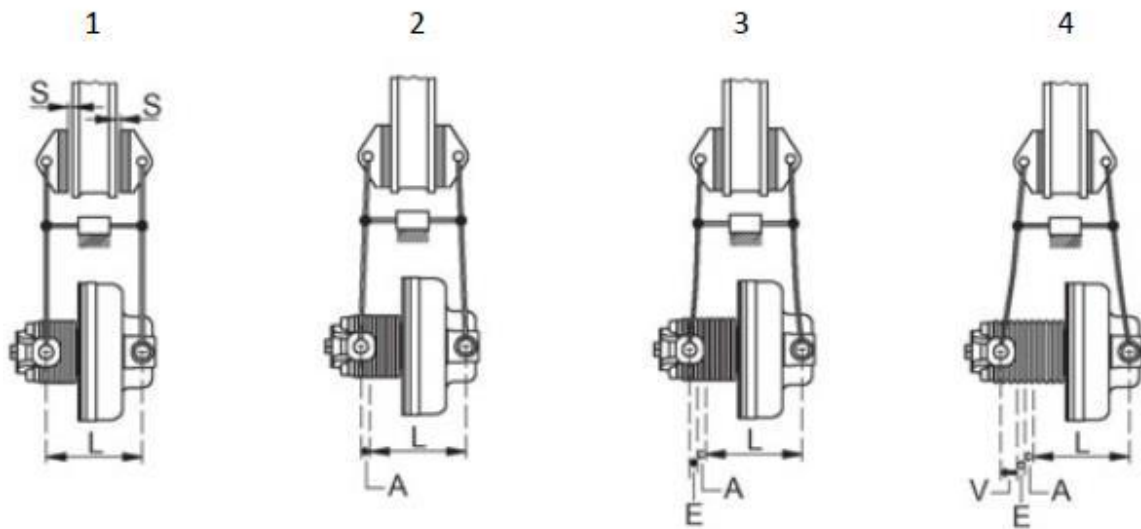
*Figura 44. Conjunto corte de 180º*



*Figura 45. Conjunto corte 45º*

## **6.2. Análisis de funcionamiento**

Se pueden distinguir cuatro fases ya explicadas anteriormente e ilustradas en la Figura 46.



*Figura 46. Fases de funcionamiento*

1. Posición de aflojamiento.

2. Frenado, fase 1. Se aproximan las zapatas al disco. Se realiza el recorrido de aplicación.

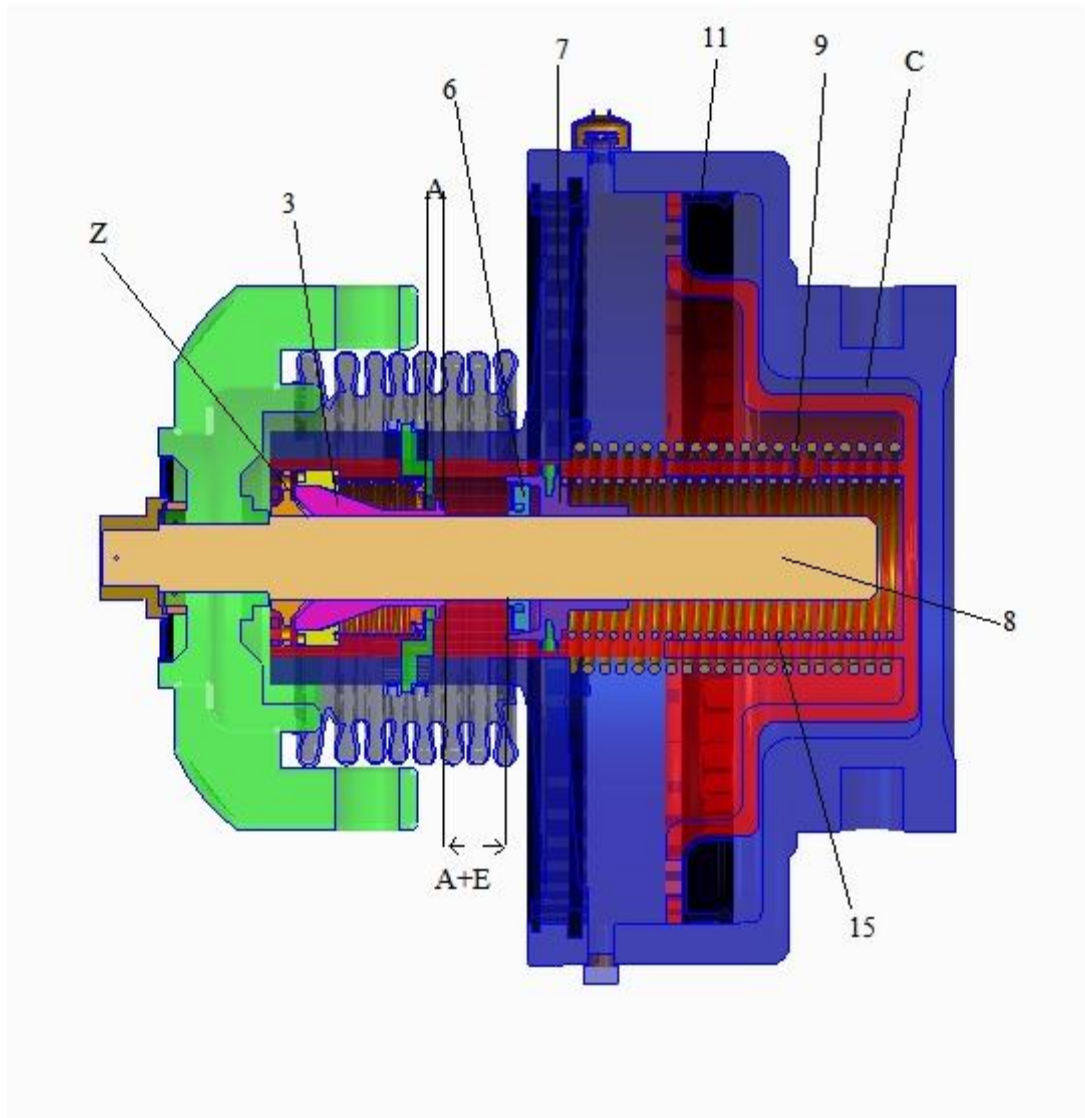
3. Frenado, fase 2 No hay desgaste del disco. Se recorre la distancia derivada de la elasticidad del freno y se efectúa el frenado.

4. Frenado, fase 3 Hay desgaste del disco. Se recorre la distancia causada por la elasticidad del freno más la originada por desgaste de la zapata y el disco y se efectúa el frenado.

#### - **Posición de aflojamiento**

La cámara de presión C está evacuada. El muelle de presión (9) mantiene el émbolo (11) en posición de aflojamiento. La fuerza de pretensión del muelle de presión (15), que a través del manguito de acoplamiento (7) y la tuerca (6) actúa sobre el husillo (8) y por lo tanto sobre la tuerca de presión (3), mantiene engranado el acoplamiento dentado (Z). A es el recorrido de aplicación y E la extensión elástica del varillaje.



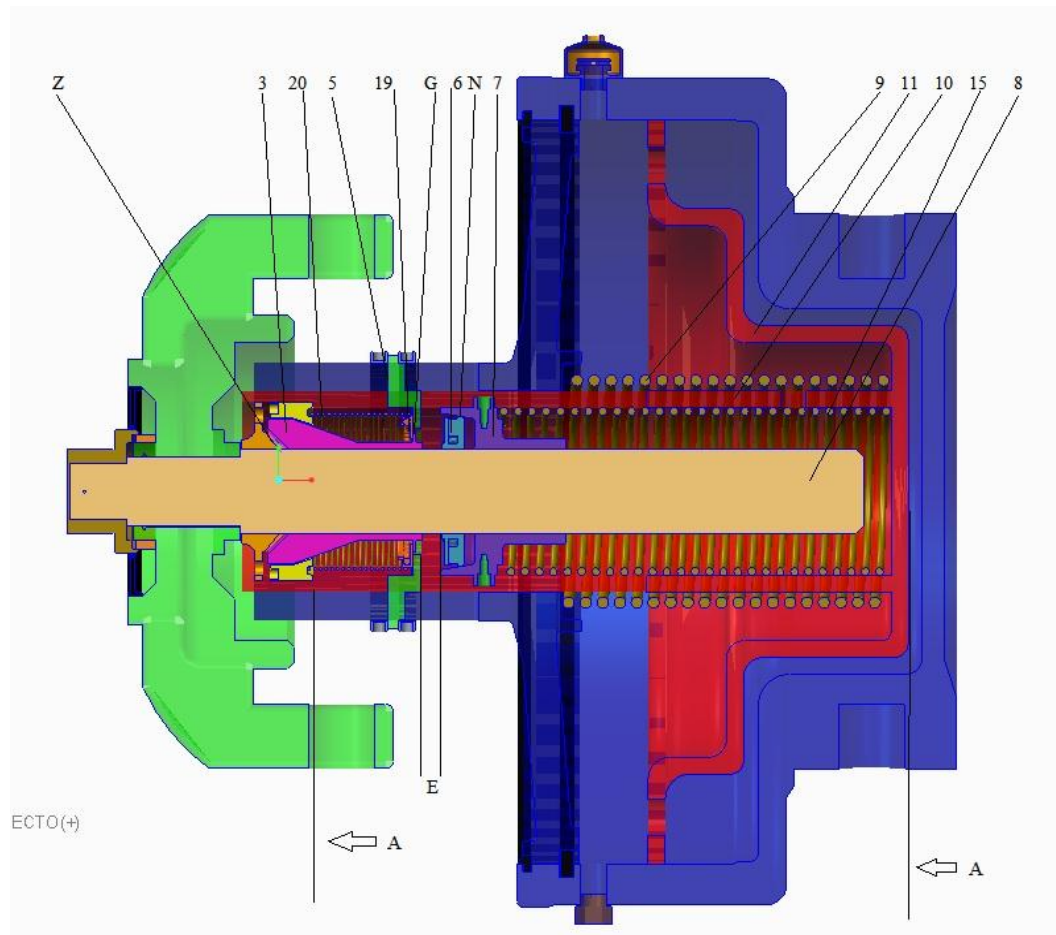


*Figura 47. Posición de aflojamiento*

**- Aplicación de freno fase 1**

El aire comprimido que entra en la cámara C saca el émbolo (11) con su tubo (10) de la posición de aflojamiento, contra la fuerza del muelle de presión (9). La tuerca de presión (3) se mueve con el husillo y el acoplamiento dentado (Z) queda engranado. Cuando el émbolo (11) y el husillo (8) han recorrido el trayecto A, las guarniciones de freno se aplican. El tope (G, medida de ajuste del recorrido de aplicación ajustado) de la tuerca de presión (3) toca el cojinete de bolas (19) apoyado en el anillo regulador (5). El muelle de presión (20) se ha distendido

por la medida del recorrido de aplicación A. El manguito de acoplamiento (7) dista del anillo regulador (5) por la medida de la extensión elástica del varillaje E.



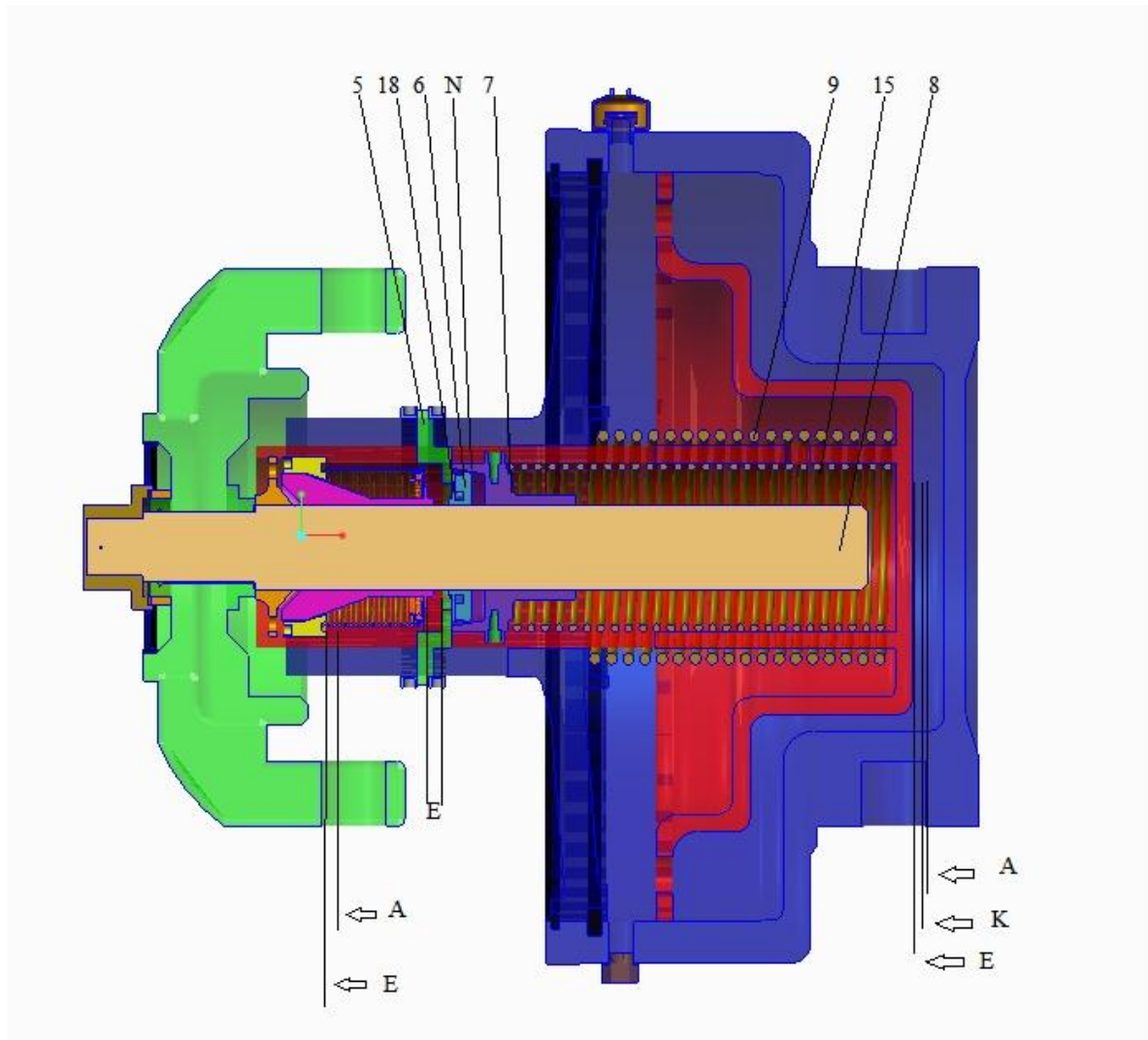
*Figura 48. Aplicación del freno fase1*

- **Aplicación de freno fase 2. Recorrido elástico**

Si se sigue aumentando la presión del cilindro de freno, comienza a formarse la fuerza de frenado. Con el aumento de la fuerza del émbolo, la timonería de freno cede elásticamente y la carrera del émbolo así como la carrera del husillo (8) aumentan en la magnitud correspondiente a la medida de la extensión del varillaje E.

Al final del recorrido elástico de frenado E, el casquillo de acoplamiento (7) y el rodamiento axial de agujas (18) de la tuerca (6) tocan el anillo regulador (5); el acoplamiento cónico (N) está abierto.

La fuerza de frenado eficaz corresponde a la fuerza neumática del émbolo menos las fuerzas de ambos muelles de presión (9 y 15).



*Figura 49. Aplicación del freno fase 2*

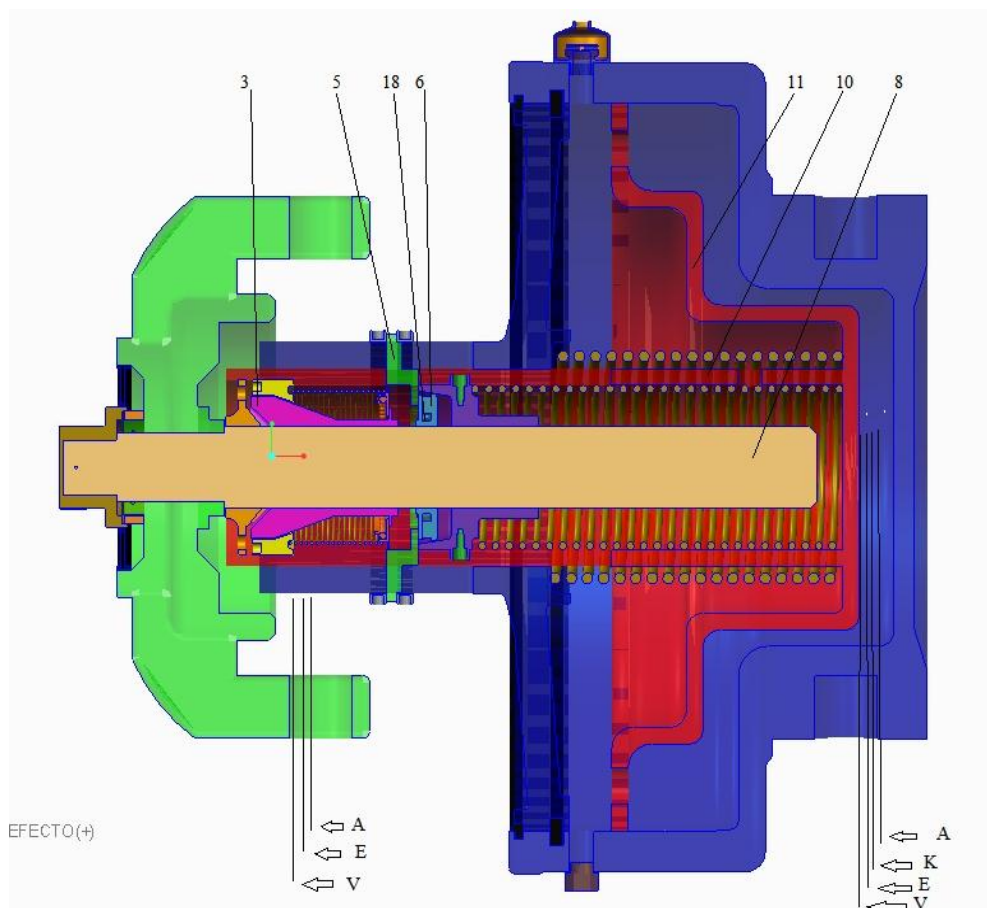


- **Aplicación de freno fase 3. Desgaste.**

Mientras que el husillo (8) se mantiene en la posición de aplicación, ambos muelles de presión (9) y (15) siguen retrocediendo más el émbolo (11). Así se descarga el acoplamiento de cono (D) y la tuerca de presión (3) sigue -accionada por la fuerza del muelle de presión (20)- el movimiento del émbolo.

La tuerca de presión gira hasta que el cojinete de bolas (19), después del recorrido de desgaste, vuelve a tocar el anillo regulador (5).

El cambio de posición de la tuerca de presión (3) en el husillo (8) durante la operación de aflojamiento ha corregido el recorrido de desgaste producido durante el frenado por lo que en el frenado siguiente el recorrido de aplicación A corresponde nuevamente al ajuste específico del cilindro.



*Figura 50. Aplicación de freno fase 3*

## **7. EL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS (MEF)**

El método de los elementos finitos (MEF) ha adquirido una gran importancia en la solución de problemas ingenieriles, físicos, etc., ya que permite resolver casos que hasta hace poco tiempo eran prácticamente imposibles de resolver por métodos matemáticos tradicionales. Esta circunstancia obligaba a realizar prototipos, ensayarlos e ir realizando mejoras de forma iterativa, lo que traía consigo un elevado coste tanto económico como en tiempo de desarrollo.

El MEF permite realizar un modelo matemático de cálculo del sistema real, más fácil y económico de modificar que un prototipo. Sin embargo no deja de ser un método aproximado de cálculo debido a las hipótesis básicas del método. Los prototipos, por lo tanto, siguen siendo necesarios, pero en menor número, ya que el primero puede acercarse bastante más al diseño óptimo.

El método de los elementos finitos como formulación matemática es relativamente nuevo; aunque su estructura básica es conocida desde hace bastante tiempo, en los últimos años ha sufrido un gran desarrollo debido a los avances informáticos. Han sido precisamente estos avances informáticos los que han puesto a disposición de los usuarios gran cantidad de programas que

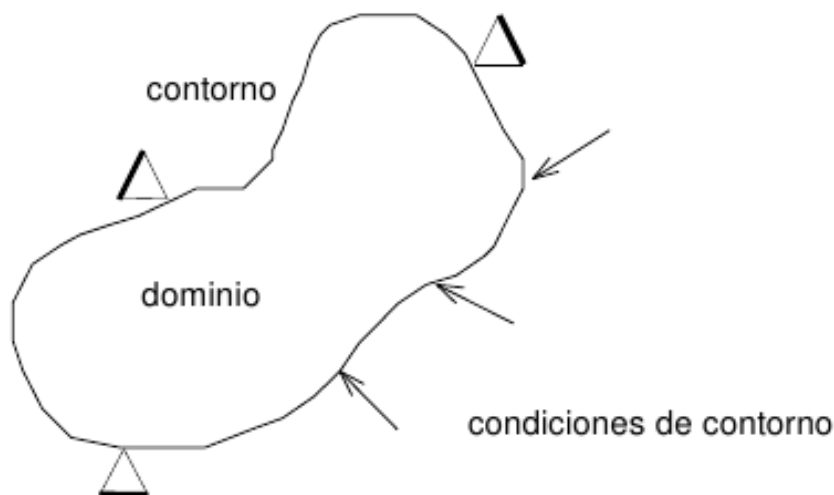
permiten realizar cálculos con elementos finitos. Pero no hay que llevarse a engaño, el manejo correcto de este tipo de programas exige un profundo conocimiento no solo del material con el que se trabaja, sino también de los principios del MEF. Sólo en este caso estaremos en condiciones de garantizar que los resultados obtenidos en los análisis se ajustan a la realidad.

## **7.1. Conceptos generales**

La idea general del método de los elementos finitos es la división de un continuo en un conjunto de pequeños elementos interconectados por una serie de puntos llamados nodos. Las ecuaciones que rigen el comportamiento del continuo regirán también el del elemento. De esta forma se consigue pasar de un sistema continuo (infinitos grados de libertad), que es regido por una ecuación diferencial o un sistema de ecuaciones diferenciales, a un sistema con un número de grados de libertad finito cuyo comportamiento se modela por un sistema de ecuaciones, lineales o no.

En cualquier sistema a analizar podemos distinguir entre:

- Dominio. Espacio geométrico donde se va a analizar el sistema.
- Condiciones de contorno. Variables conocidas y que condicionan el cambio del sistema: cargas, desplazamientos, temperaturas, voltaje, focos de calor,...
- Incógnitas. Variables del sistema que deseamos conocer después de que las condiciones de contorno han actuado sobre el sistema: desplazamientos, tensiones, temperaturas,...

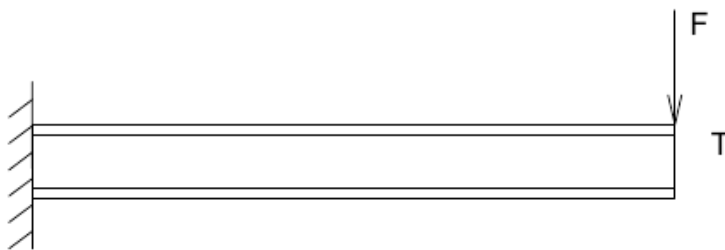


*Figura 51. Sistema a analizar mediante MEF*

El método de los elementos finitos supone, para solucionar el problema, el dominio discretizado en subdominios denominados elementos. El dominio se divide mediante puntos (en el caso lineal), mediante líneas (en el caso bidimensional) o superficies (en el caso tridimensional) imaginarias, de forma que el dominio total en estudio se aproxime mediante el conjunto de porciones (elementos) en que se subdivide.

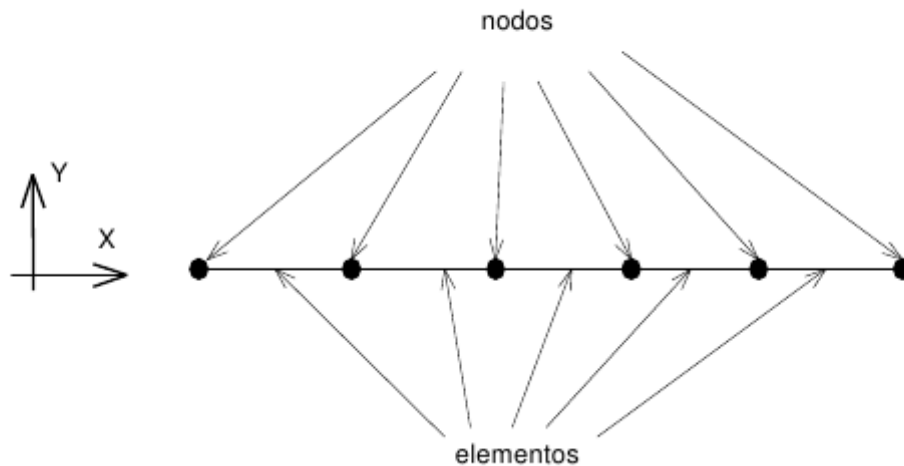
Los elementos se definen por un número discreto de puntos, llamados nodos, que conectan entre si los elementos. Sobre estos nodos se materializan las incógnitas fundamentales del problema. En el caso de elementos estructurales estas incógnitas son los desplazamientos nodales, ya que a partir de éstos podemos calcular el resto de incógnitas que nos interesen: tensiones, deformaciones,... A estas incógnitas se les denomina grados de libertad de cada nodo del modelo. Los grados de libertad de un nodo son las variables que nos determinan el estado y/o posición del nodo.

Por ejemplo si el sistema a estudiar es una viga en voladizo con una carga puntual en el extremo y una distribución de temperaturas tal y como muestra la figura,



*Figura 52. Ejemplo de viga en voladizo*

El discretizado del dominio puede ser,



*Figura 53. Discretizado del dominio de viga en voladizo*

Los grados de libertad de cada nodo serán:

- Desplazamiento en dirección x
- Desplazamiento en dirección y
- Giro según z
- Temperatura

El sistema, debido a las condiciones de contorno: empotramiento, fuerza puntual y temperatura, evoluciona hasta un estado final. En este estado final, conocidos los valores de los grados de libertad de los nodos del sistema podemos determinar cualquier otra incógnita deseada: tensiones, deformaciones,... También sería posible obtener la evolución temporal de cualquiera de los grados de libertad.

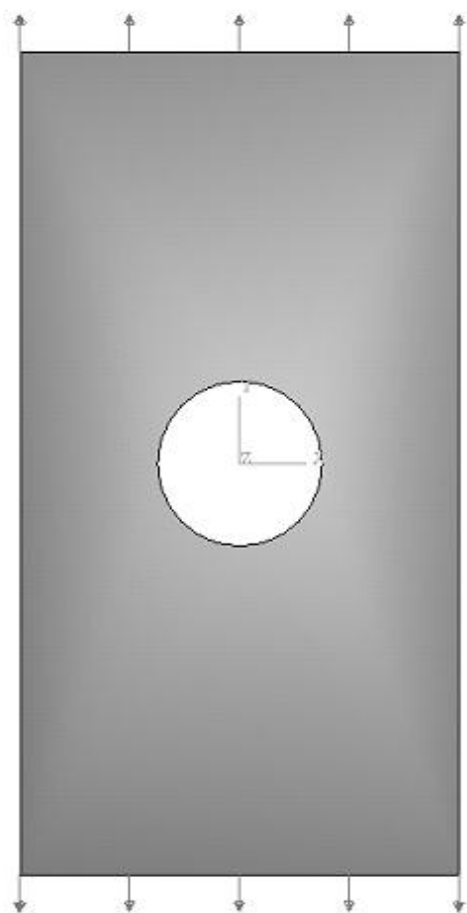
Planteando la ecuación diferencial que rige el comportamiento del continuo para el

elemento, se llega a fórmulas que relacionan el comportamiento en el interior del mismo con el valor que tomen los grados de libertad nodales. Este paso se realiza por medio de unas funciones llamadas de interpolación, ya que éstas ‘interpolan’ el valor de la variable nodal dentro del elemento.

El problema se formula en forma matricial debido a la facilidad de manipulación de las matrices mediante ordenador. Conocidas las matrices que definen el comportamiento del elemento (en el caso estructural serán las llamadas matrices de rigidez, amortiguamiento y masa, aunque esta terminología ha sido aceptada en otros campos de conocimiento) se ensamblan y se forma un conjunto de ecuaciones algebraicas, lineales o no, que resolviéndolas nos proporcionan los valores de los grados de libertad en los nodos del sistema.

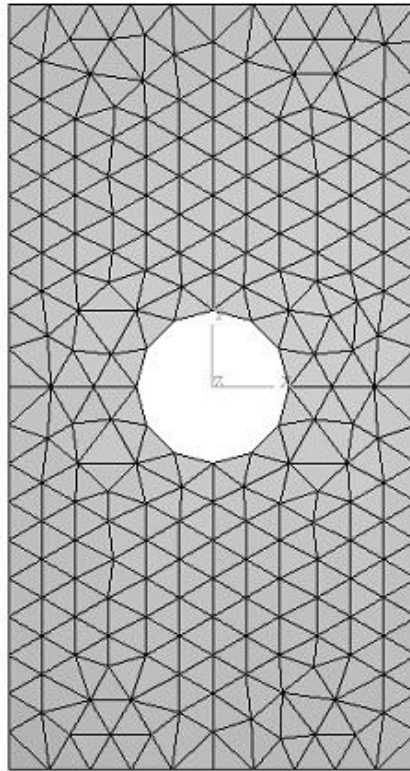
Su idea básica no puede ser más sencilla: dado un sólido, sometido a un sistema de cargas y coaccionado por unas ligaduras, el método consiste en subdividir el sólido en pequeñas partes (elementos) interconectadas entre sí a través de los nudos de los elementos, de manera que suponemos que, el campo de desplazamientos en el interior de cada elemento, puede expresarse en función de los desplazamientos que sufren los nudos del elemento (desplazamientos nodales); posteriormente, se podrá determinar la matriz de rigidez de cada elemento, las cuales una vez ensambladas (siguiendo los pasos del análisis matricial de estructuras), permitirán la obtención de los desplazamientos en los nudos de cada elemento. De esa manera, una vez conocidos dichos desplazamientos, podríamos determinar, de una forma aproximada como ya se dijo antes, las tensiones y las deformaciones en el interior del elemento.

Veamos con un ejemplo lo dicho anteriormente. Supongamos el problema de la Figura 54, que corresponde a un problema de una placa de dimensiones finitas, sometida a tracción en sus lados superior e inferior, y que posee un agujero circular, de un determinado radio, en su centro.



*Figura 54. Geometría y fuerzas sobre la placa*

Una modelización por elementos finitos de este problema, empleando elementos triangulares por ejemplo, podría ser la representada en la Figura 55, en la que se representa la malla de un modelo que podría utilizarse para la resolución del problema.



*Figura 55. Modelización por elementos finitos triangulares*

Como vemos en dicha figura, la placa ha sido subdividida en elementos triangulares, de forma que estos elementos se suponen interconectados a través de sus vértices. Evidentemente, dado el número de elementos que hemos utilizado, el agujero circular de la realidad, por ejemplo, ya no es circular en nuestro modelo sino que es un dodecágono.

Las consideraciones hechas conducen a que, irremisiblemente, la solución que vamos a obtener es una aproximación a la solución real del problema de la Figura 54 pero, muchas veces, en la aplicación práctica en ingeniería estructural, esto puede ser más que suficiente. No obstante, podríamos haber “refinado” la malla anterior reduciendo el tamaño de los elementos, y por tanto aumentando el número de ellos, lo que hubiese permitido modelar mejor la geometría del agujero central de la placa, y así obtener una solución que, aunque siguiera siendo aproximada, resultara más próxima a la realidad.

Todo lo anterior, nos ilustra sobre las posibilidades del método, que no sólo se limita a casos bidimensionales sino que, también, permite analizar problemas tridimensionales: podemos analizar cualquier pieza de cualquier geometría, obteniendo el campo tenso-deformacional en su interior, y así luego poder comprobar que la pieza analizada cumple con los requisitos estructurales que esperábamos de ella.





## **8. ESTUDIO DE SENSIBILIDAD DE UN ÉMBOLO-CILINDRO MEDIANTE EL SOFTWARE PTC CREO SIMULATE**

### **8.1. Introducción**

Con este estudio se pretende analizar cómo se comporta el émbolo cuando es sometido a las tensiones producidas por la presión y la fuerza que ejercen sobre él los resortes.

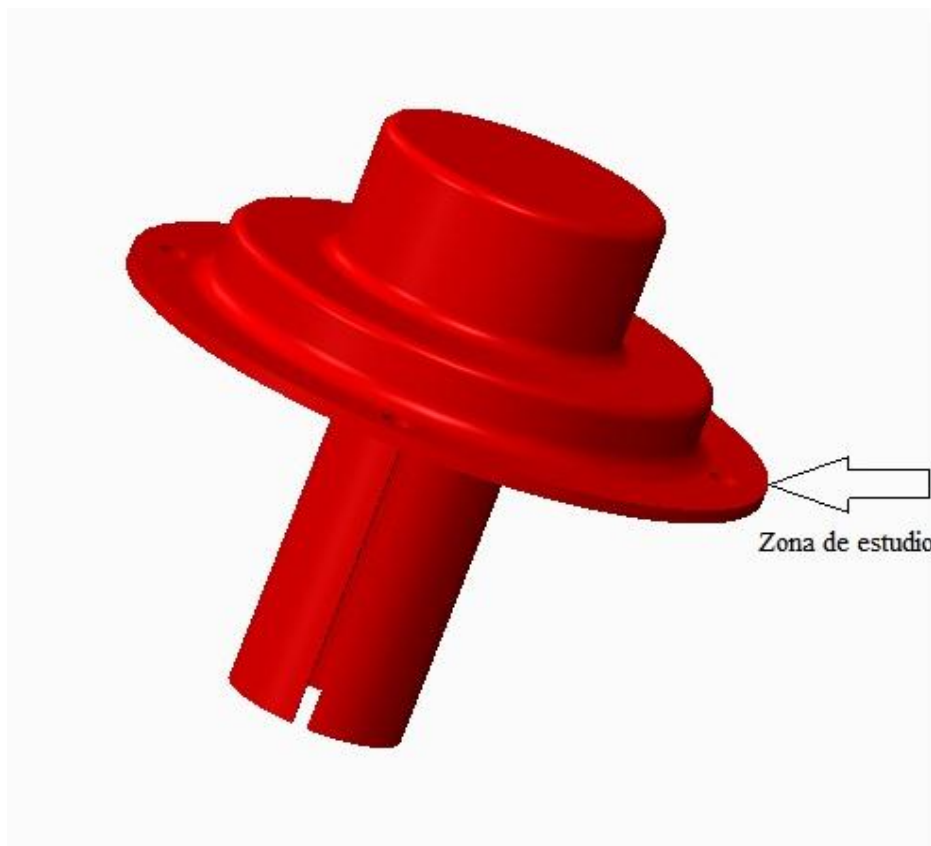
Se analizará la magnitud de las tensiones producidas así como las deformaciones y desplazamientos a los que den lugar las cargas de trabajo.

Todo ello será realizado mediante el software de diseño y de estudio a través del método por elementos finitos, *P.T.C. Creo Simulate 2.0*.

## **8.2. Condiciones de partida**

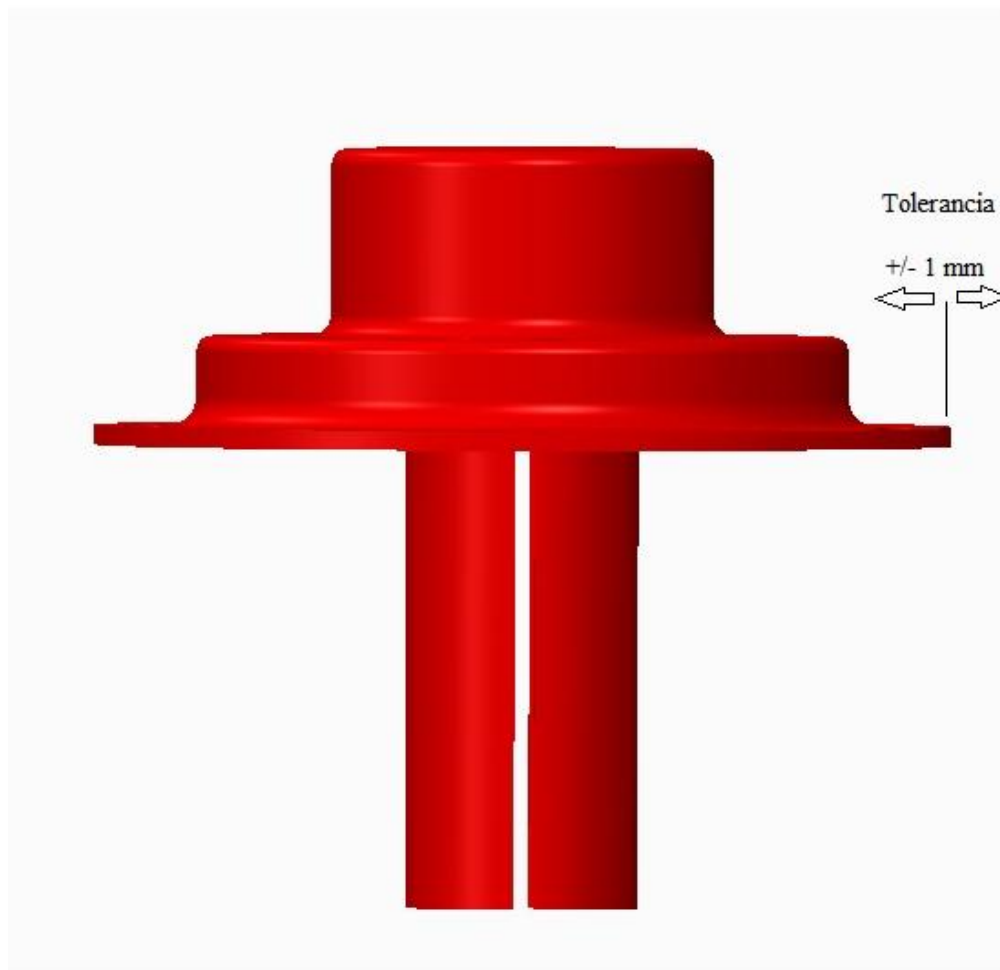
### **8.2.1. Zona del estudio de sensibilidad**

La zona más delicada y en la que se centra este estudio se encuentra en el borde del émbolo tal y como se detalla en la Figura 56



*Figura 56. Zona de estudio*

Se admite una deformación máxima de un milímetro, como se detalla en la siguiente imagen, Figura 57



*Figura 57. Tolerancia máxima*

El porqué de un milímetro se explica de la siguiente manera: Un milímetro es la distancia que hay entre la carcasa y el émbolo y por tanto una deformación mayor haría que el émbolo rozase con la carcasa. Por otro lado, en el sentido contrario, un milímetro es la deformación máxima que permite el retén del émbolo. Con una deformación mayor el aire pasaría al cilindro con lo que se perdería presión y eficacia de frenado.

### **8.2.2. Material empleado y características**

El material empleado es Aluminio 6061. El aluminio 6061 es una aleación de aluminio endurecido que contiene como principales elementos aluminio, magnesio y silicio. Originalmente

denominado "aleación 61S" fue desarrollada en 1935. Tiene buenas propiedades mecánicas y para su uso en soldaduras. Es una de las aleaciones más comunes de aluminio para uso general, especialmente estructuras de alta resistencia que requieran un buen comportamiento frente a la corrosión, camiones, barcos, vehículos ferroviarios, mobiliario y tuberías.

La proporción de aluminio debe oscilar entre el 95,85 y el 98,56 por ciento, mientras que el resto de elementos de la aleación atiende a los márgenes establecidos en la siguiente tabla, sin que existan otros elementos (distintos a los señalados en la tabla) en proporciones superiores a 0,05 de forma individual ni el 0,15% en total:

*Tabla 2. Composición y proporciones de la aleación AL- 6061*

Elemento	Mínimo (%)	Máximo (%)
Silicio	0,4	0,8
Hierro	0	0,7
Cobre	0,15	0,4
Manganeso	0	0,15
Magnesio	0,8	1,2
Cromo	0,04	0,35
Zinc	0	0,25
Titanio	0	0,15

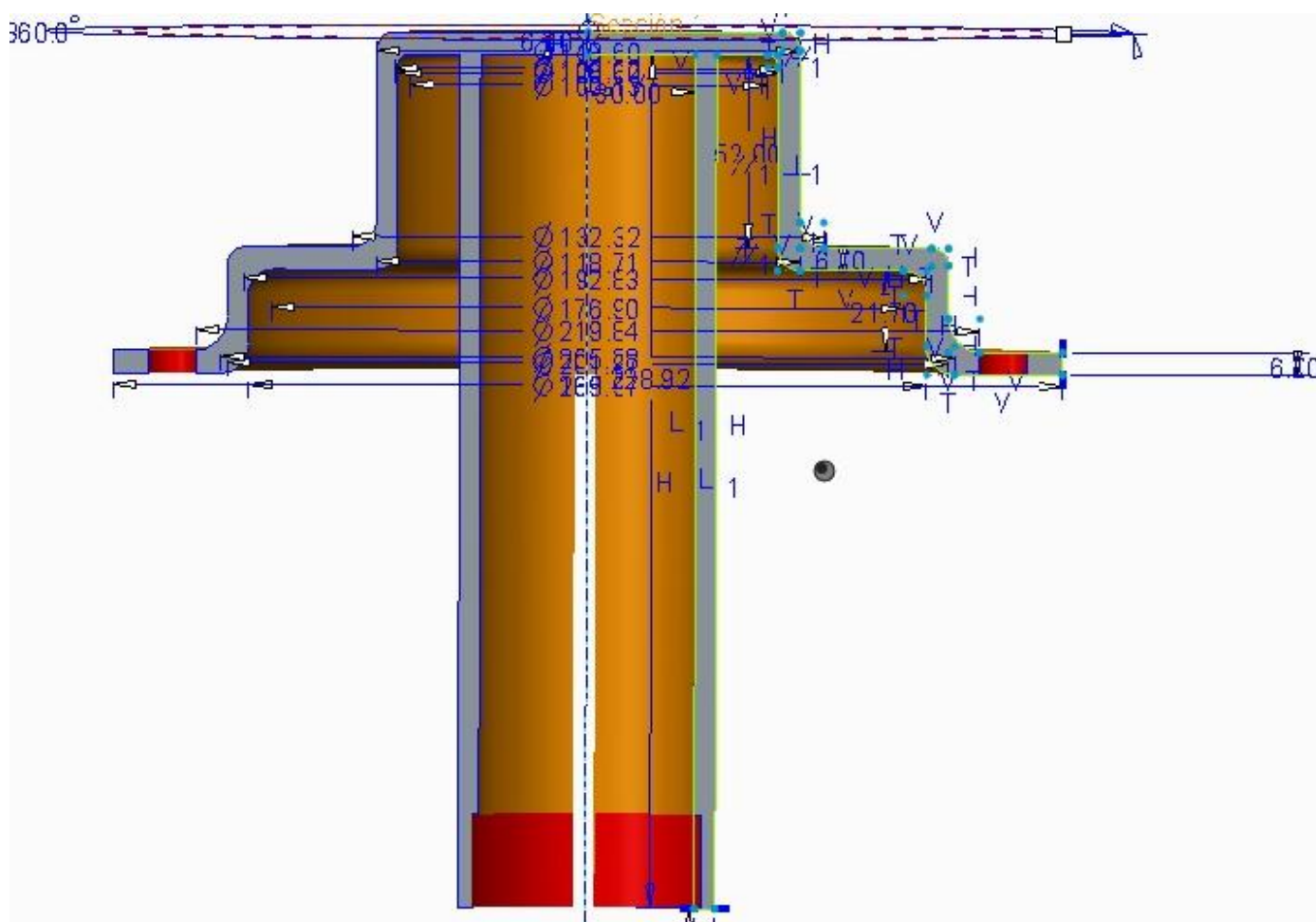
El aluminio 6061 tiene una densidad de  $2,70 \text{ g/cm}^3$ . Las propiedades mecánicas de la aleación dependen en gran medida del templado del material. El módulo de Young es de 69 GPa independientemente del templado.

En este caso en particular el aluminio empleado es *Al 6061-T6*. La forma templada T6

presenta una resistencia máxima a la tracción de 310MPa y un límite elástico de 275 MPa.

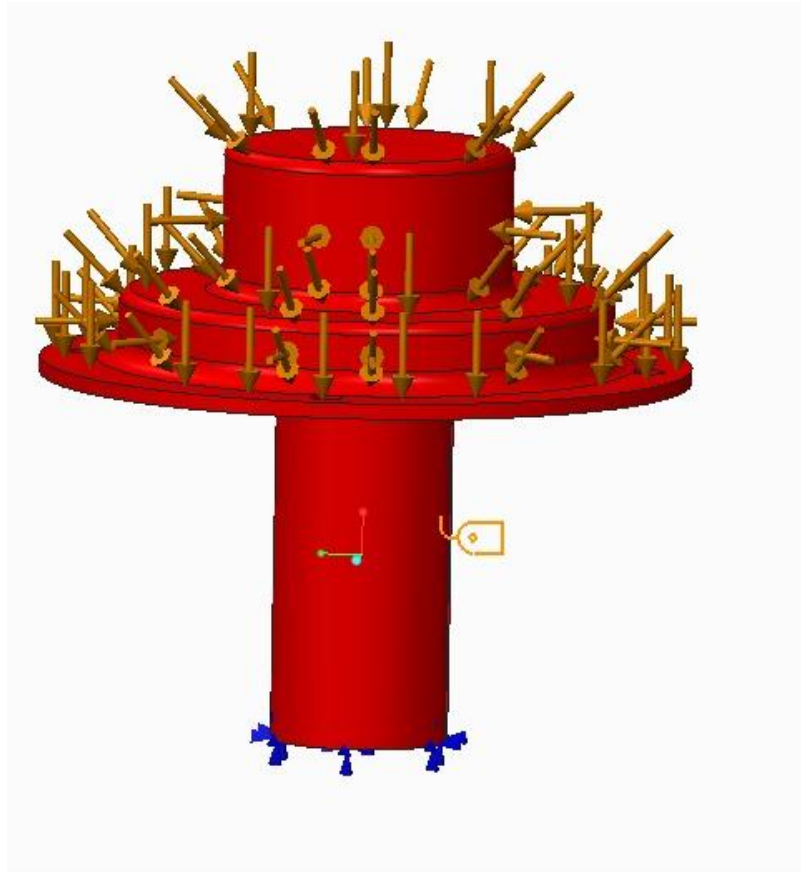
### 8.2.3. Geometría del émbolo

Las dimensiones originales del émbolo son

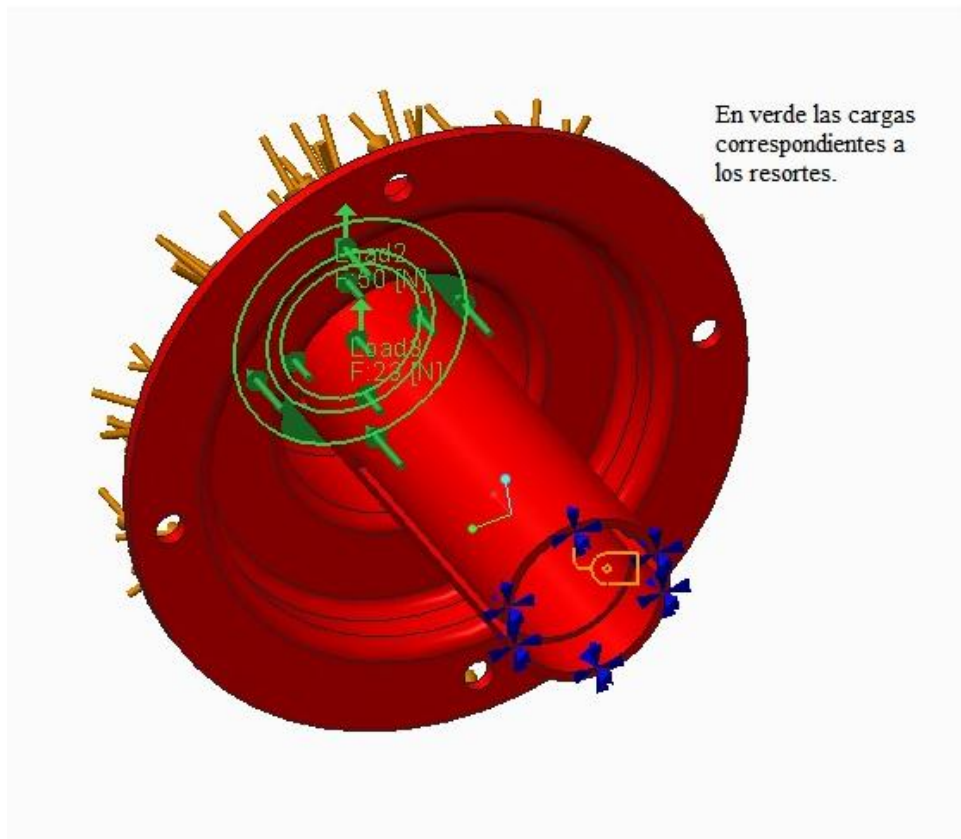


*Figura 58. Geometría del émbolo*

#### 8.2.4. Distribución de cargas y restricciones sobre el émbolo



*Figura 59: Distribución de la presión y restricciones*



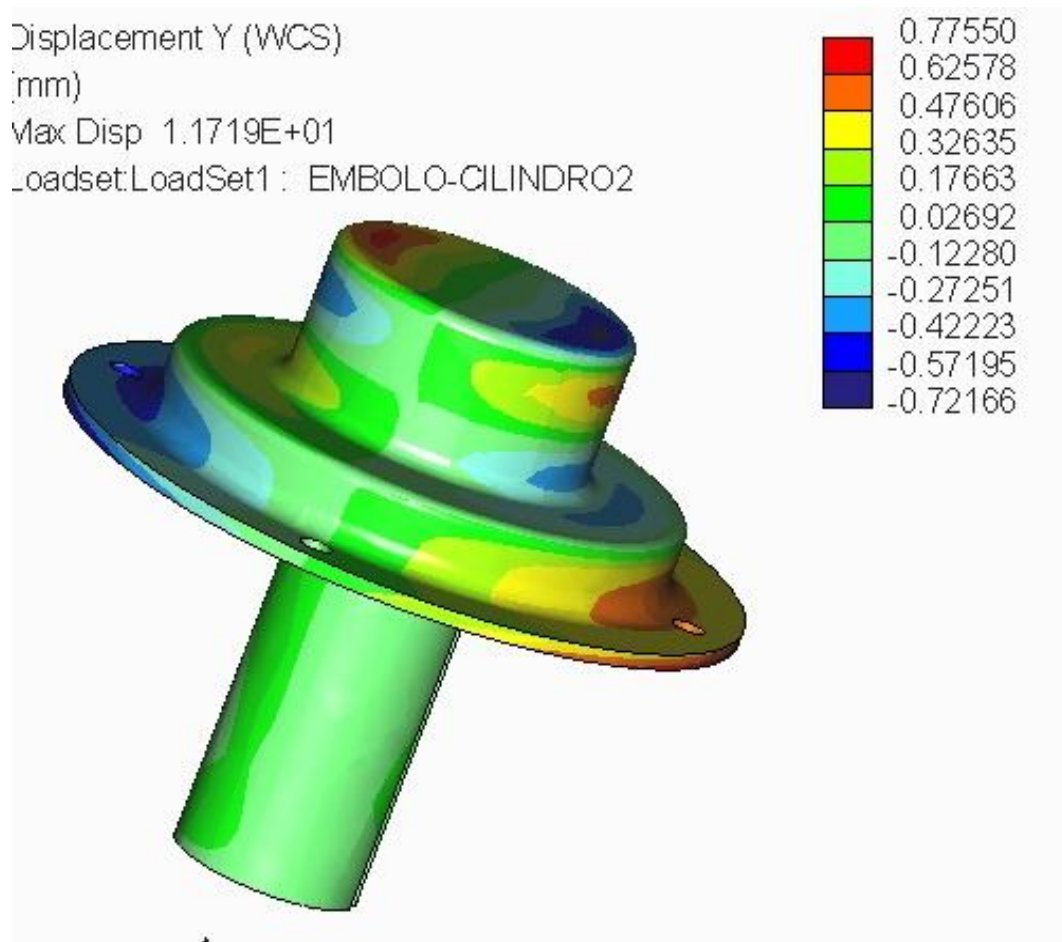
*Figura 60. Cargas debidas a los resortes*

Siendo:

- La presión máx. de trabajo: 5 bares.
- Carga del muelle interno: 23 N.
- Carga del muelle externo: 50 N.
- Restricciones: se restringen todos los movimientos en la parte inferior del émbolo ya que la simulación corresponde al final de carrera.

Para la presión máx. de trabajo y las cargas se ha tomado como referencia las utilizadas en otros proyectos similares.

### 8.2.5. Deformación y tensiones del émbolo



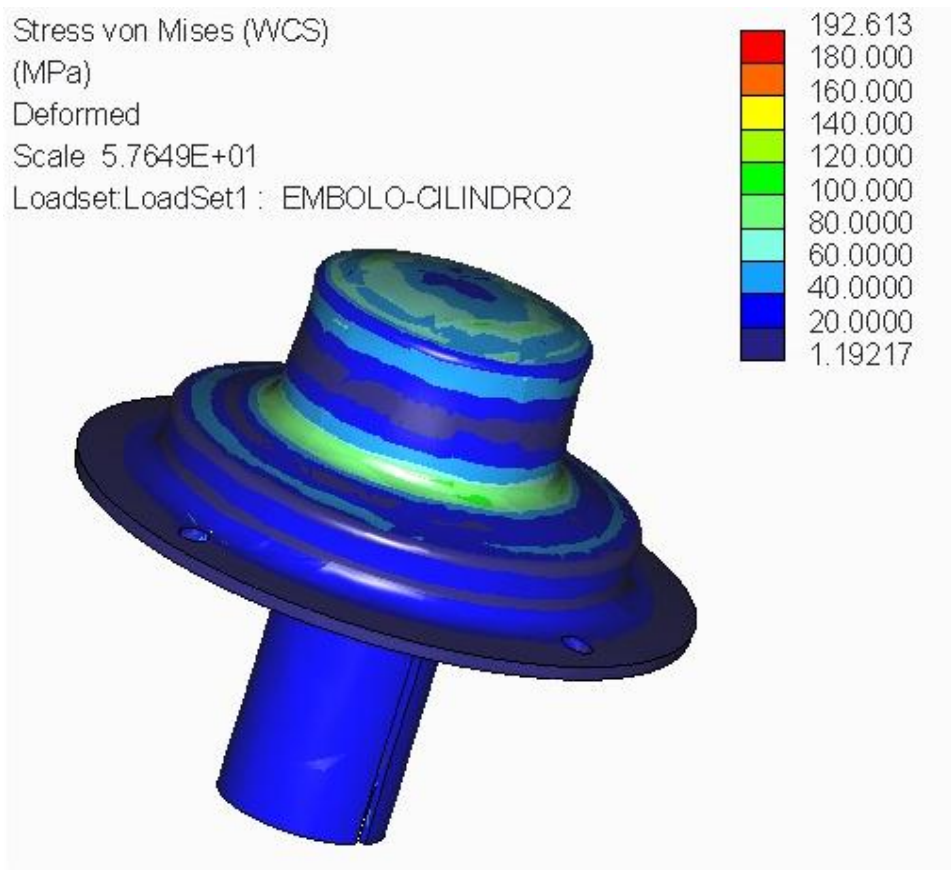
*Figura 61. Deformación del émbolo*

En la Figura 61 se observa el resultado de la aplicación de cargas sobre el émbolo, y el efecto que tiene sobre éste. Se trata de una deformación exagerada y puramente indicativa realizada por Creo Simulate. La imagen muestra la flecha resultante en la dirección Y (en milímetros). Que es la que más interesa. Como muestra la imagen la deformación máxima es menor de 0,8 mm por lo



que cumple ya que es menor de 1 mm.

A continuación se muestra el análisis de tensiones aplicando el criterio de *Von Mises*:



*Figura 62. Distribución de cargas criterio Von Mises*

Como se observa en la Figura 62 en ninguna zona del émbolo se alcanza la tensión máxima de rotura y por lo tanto nunca rompería. Además también se puede ver que tampoco supera el límite elástico por lo que tampoco plastificaría.

### **8.3. Desarrollo del estudio**

Primeramente se ha modelado el émbolo con el programa de diseño PTC Creo Parametric 2.0. Para la simulación cargamos la pieza en el programa PTC Creo Simulate 2.0

Una vez hecho esto, se definen las propiedades del material como se observa en la Figura 63:

Definición de material
X

Nombre  
AL6061

Descripción

Densidad 2710.2 kg/m<sup>3</sup>

Aspecto visual

Definido por el usuario

Estructural

Térmico

Miscelánea

Simetría Isótropo

Respuesta de tensión-deformación Lineal

Coeficiente de Poisson 0.3

Módulo de Young 68947.6 MPa

Coef. de expansión térmica 2.34e-05 /K

Amortiguación de mecanismos sec/in

Límites de material

Límite elástico en tracción 275 MPa

Límite de resistencia a la tracción \* 310 MPa

Límite de resistencia a la compresión lbm/(in sec<sup>2</sup>)

\* Campos obligatorios

Criterio de rotura

Ninguno

Fatiga

UML (Ley uniforme de materiales)

Tipo de material Aleaciones de aluminio

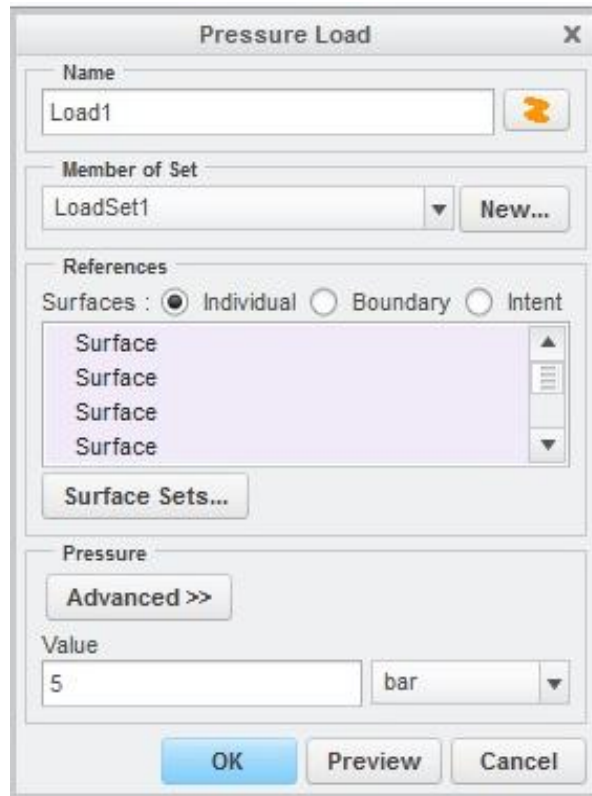
Acabado superficial Pulido

Factor de reducción de la resistencia a la fatiga 0.1

Aceptar Cancelar

*Figura 63. Selección de material*

Una vez introducido los materiales se colocan las cargas y las restricciones como se muestra a continuación:



*Figura 64. Carga de presión*

Para introducir la presión se seleccionan las superficies a las que afecta, se introduce la magnitud con el signo apropiado indicando el sentido. De igual manera ocurre para las fuerzas ejercidas por los resortes:

Force/Moment Load

Name: Load2

Member of Set: LoadSet1

References: Surfaces

Surfaces: ☒ Individual ☐ Boundary ☐ Intent

Surface

Surface Sets...

Properties: Coordinate System: ☒ World ☐ Selected

WCS

Advanced >>

Force: Components

X: 50

Y: 0

Z: 0

N

Moment: Components

X: 0

Y: 0

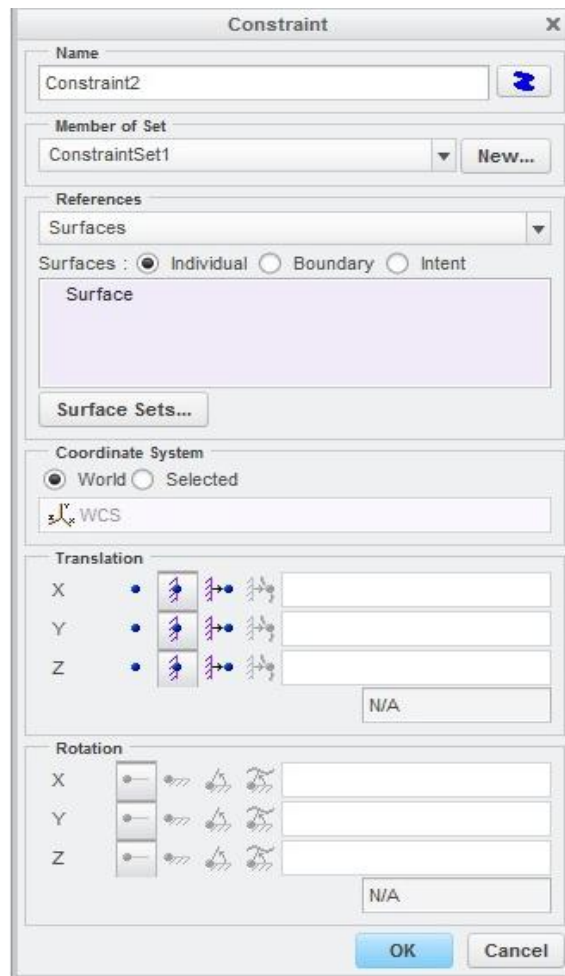
Z: 0

in^2 lbm / sec^2

OK Preview Cancel

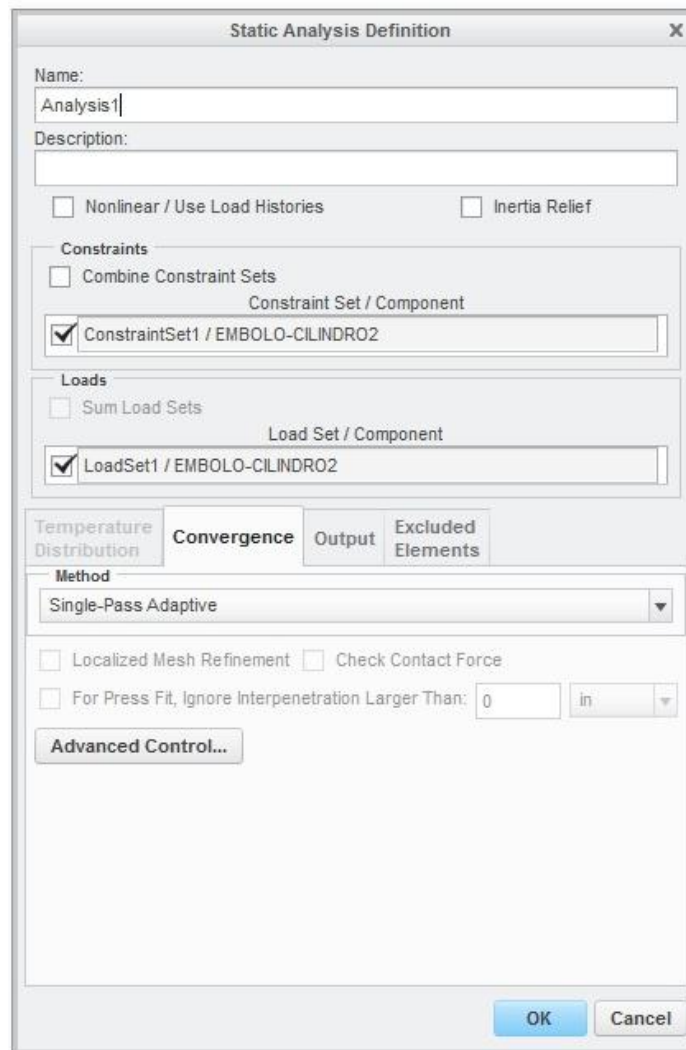
*Figura 65. Fuerza ejercida por muelle*

Por último se introducen las restricciones:



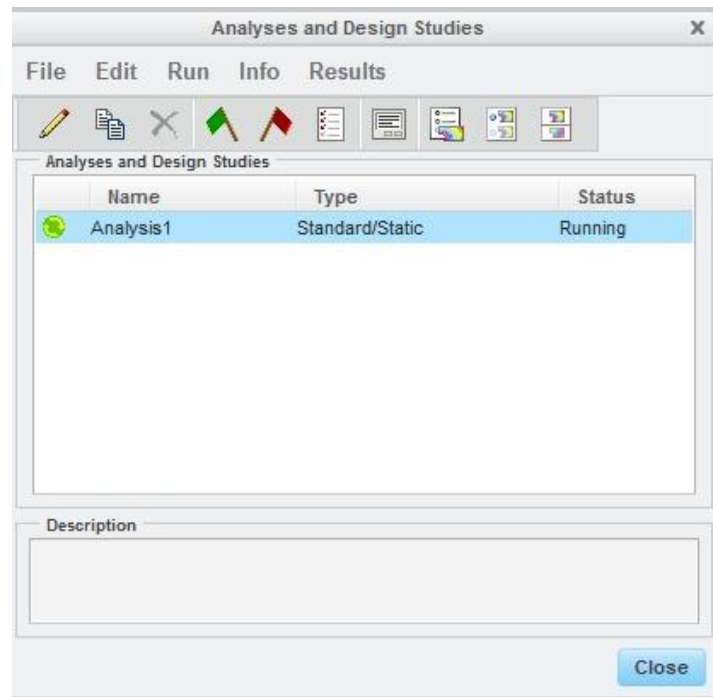
*Figura 66. Selección de restricciones*

El paso final es el análisis. Dependiendo de la potencia del PC empleado y de la complejidad de la pieza puede tardar varios minutos. En primer lugar se determina el tipo de análisis.



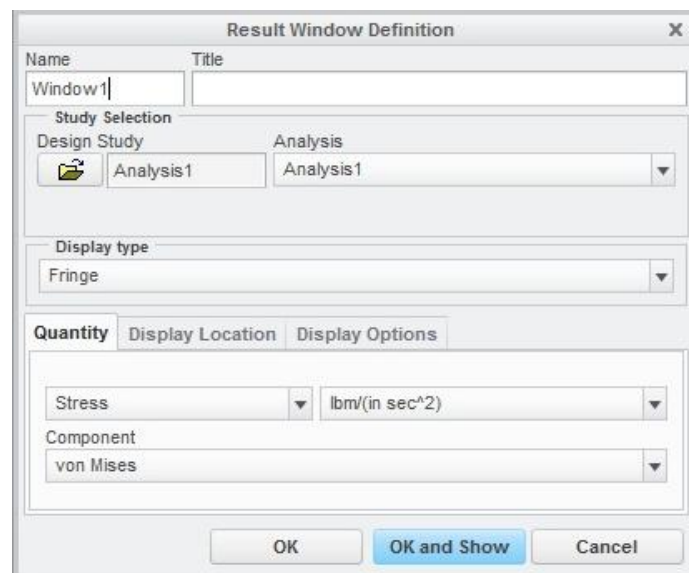
*Figura 67. Definición del análisis*

Una vez definido el análisis sólo resta dejar trabajar al ordenador.



*Figura 68. Análisis en proceso*

Cuando el análisis ha terminado se abre la pantalla de resultados y se selecciona el tipo de análisis, escala, magnitud, unidades, etc. que se quieren mostrar.



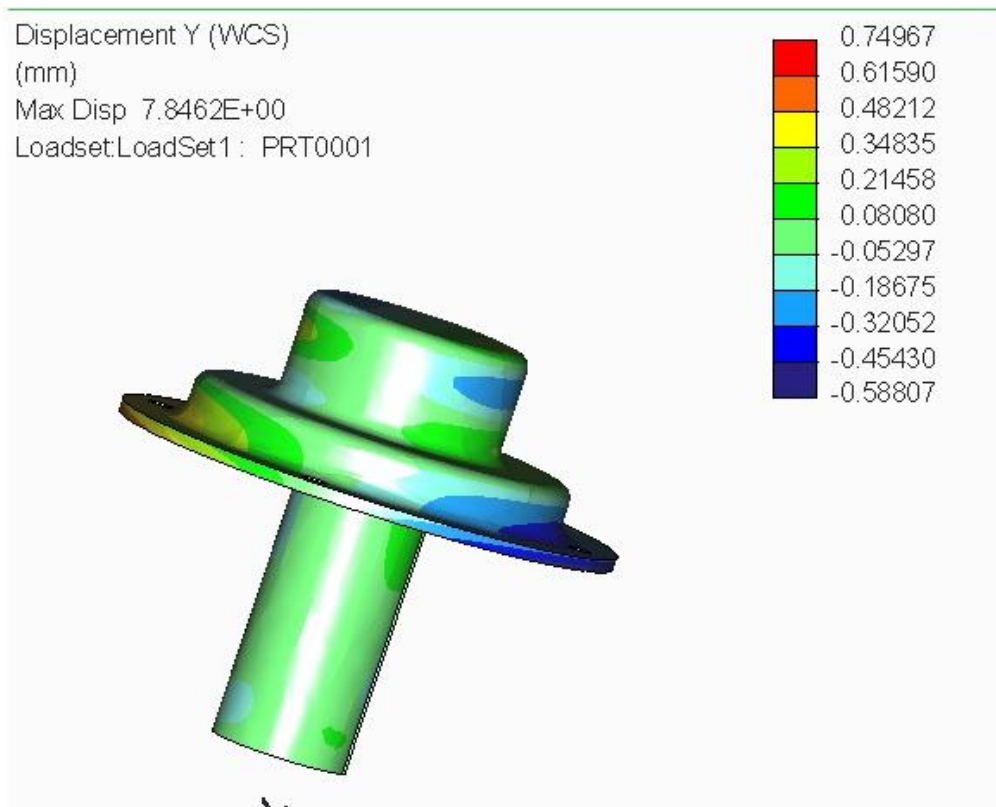
*Figura 69. Análisis de resultados*

## 8.4. Ampliación del estudio

Aunque en los anteriores apartados se ha visto que la pieza cumple con los requerimientos, el estudio se ampliará para ver el efecto que tienen los radios de acuerdo y los espesores.

### 8.4.1. Radios de acuerdo

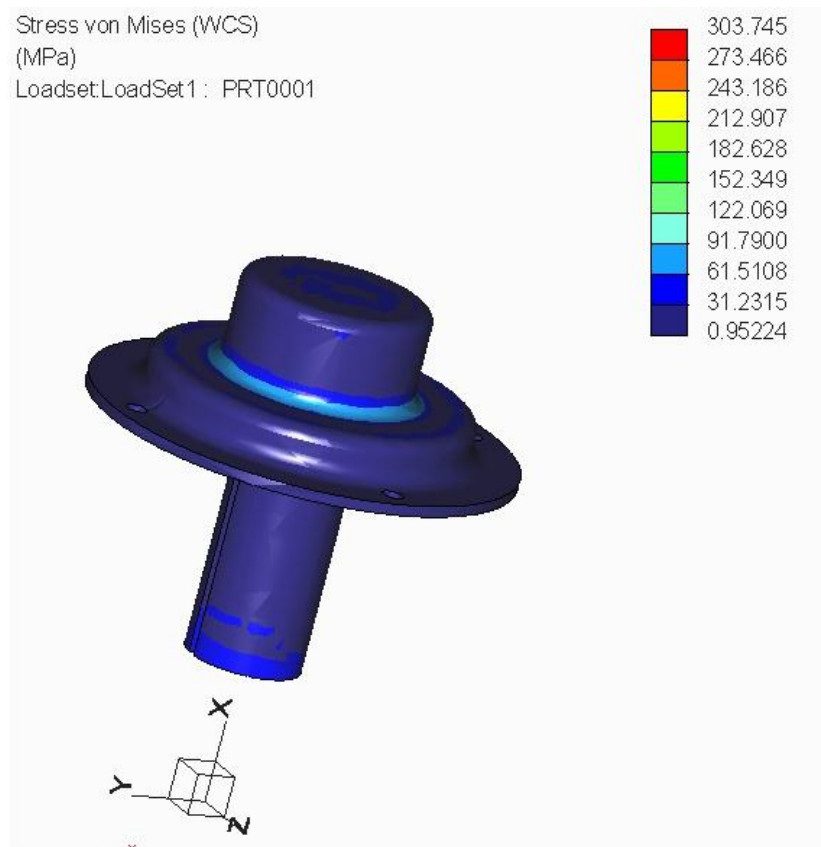
En este apartado se estudia el efecto que tiene el aumento de los radios de acuerdo dentro de la estructura del émbolo.





*Figura 70. Deformaciones con aumento de radios de acuerdo en un 15%*

Como se observa en la Figura 70 los desplazamientos se han reducido en casi 0.1 mm respecto del primer caso. Este efecto se puede ver en mayor medida con el cálculo de tensiones mostrado en la Figura 71:

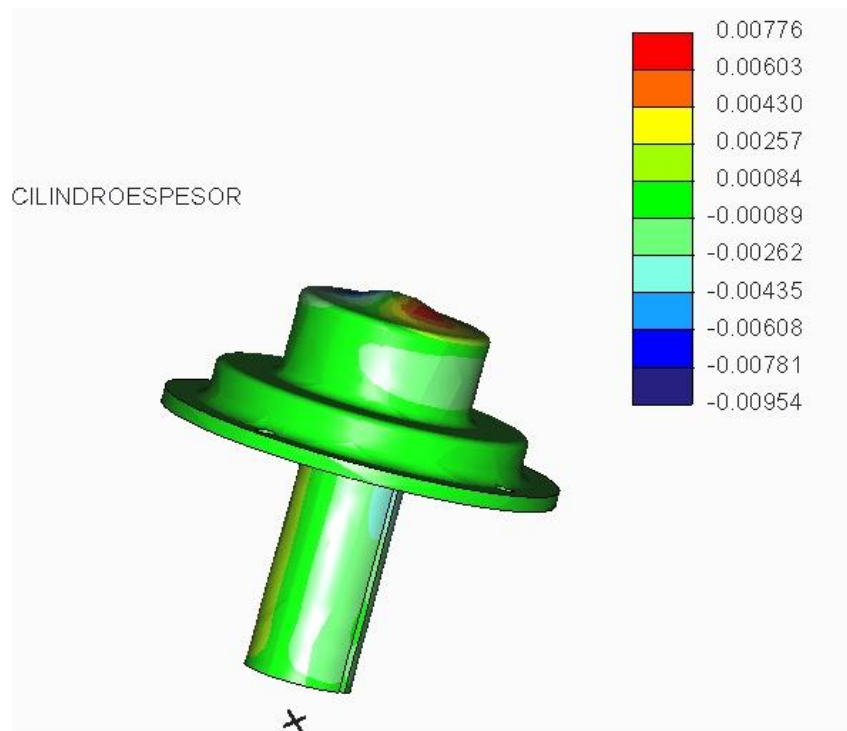


*Figura 71. Tensiones con aumento de radios de acuerdo en un 15%*

Las tensiones sufridas ahora son menores a 90 MPa.

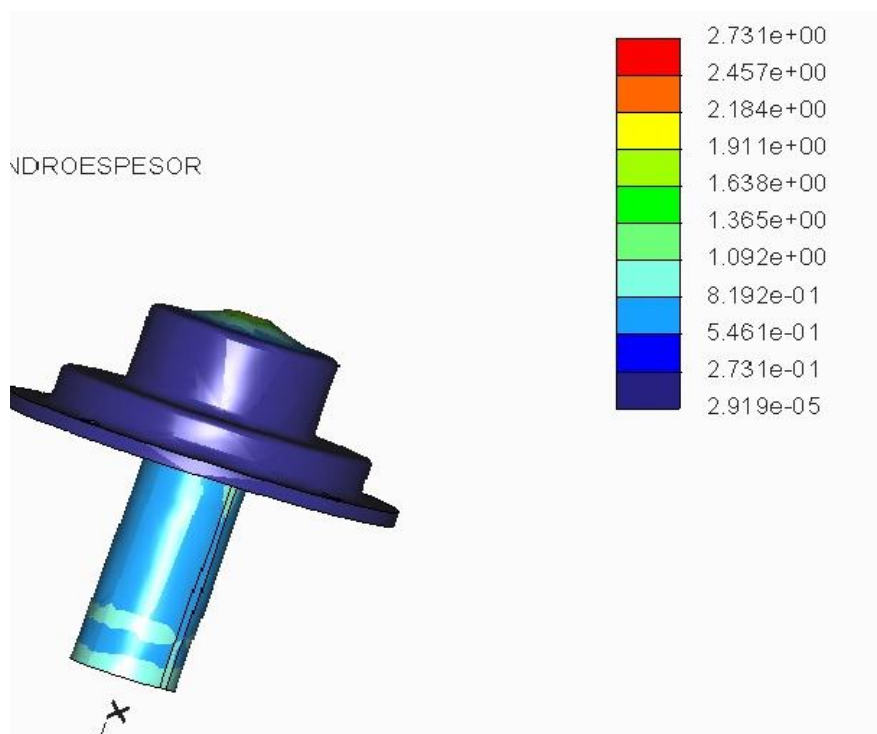
### 8.4.2. Espesores

Al igual que en el apartado anterior se analizará la repercusiones que cusan tanto en las deformaciones como en las tensiones un aumento del espesor del 20%



*Figura 72. Deformaciones con aumento de espesor del 20%*

Un aumento del espesor disminuye las deformaciones drásticamente. El efecto es aún mayor que modificando los radios de acuerdo. Esto se observa en mayor medida con el diagrama de tensiones que se muestra en la Figura 73, donde se observa que las tensiones son muy pequeñas.



*Figura 73. Tensiones con aumento de espesor del 20%*

Como ya se había adelantado las tensiones al aumentar el espesor se reducen enormemente. En este caso son menores a 5 MPa.

## **9 PROPUESTA DE MEJORAS Y TRABAJOS FUTUROS**

Como propuestas de mejoras y trabajos futuros se plantean las siguientes cuestiones:

- La pieza denominada manguito de acoplamiento contacta con el anillo de autoajuste mediante dos pestañas de pequeño espesor que pueden partir fácilmente imposibilitando la actuación del freno, por lo que se plantea diseñar otro tipo de mecanismo de contacto entre ambas. ( Figuras 37 y 38)
- El guardapolvo es una de las piezas que más se deteriora. Cuando esto ocurre entra suciedad en el freno provocando un mal funcionamiento o incluso el bloqueo. Habría que plantear otro tipo de solución para evitar que la suciedad entre dentro del mecanismo.
- En la línea de este PFC se plantea seguir con el estudio de sensibilidad de otras partes del mecanismo seleccionando distintos materiales.

## **10. CONCLUSIONES**

El objeto de este PFC no era otro que dar a conocer, los tipos de frenos ferroviarios que existen centrándonos en los frenos neumáticos y la mecánica de sus actuadores.

Gracias al diseño con el software Creo Parametric se ha realizado un modelo en 3D que facilita la comprensión del funcionamiento de un actuador neumático y las distintas fases de funcionamiento.

Mediante el software Creo Simulate se ha analizado la sensibilidad de una de las piezas claves del conjunto.

En general se han alcanzado los objetivos marcados y se ha conseguido una mayor comprensión del funcionamiento de los frenos ferroviarios.

## **11. PRESUPUESTO**

### **11.1. Introducción**

Este apartado nos servirá para hacer una estimación del coste económico de este proyecto de fin de carrera. Los costes los podemos desglosar, según su naturaleza, en:

- Coste asociado al tiempo empleado en llevar a cabo este proyecto por parte del personal humano.
- Coste asociado al tiempo empleado en llevar a cabo este proyecto por parte del ordenador, cuyas operaciones numéricas complejas.
- Costes derivados de los materiales: licencias de software, material de oficina, etc.

### **11.2. Presupuesto económico**

#### **11.2.1. Coste humano**

Se calcula multiplicando el coste/hora por el número total de horas invertidas en el proyecto.

El coste asociado al personal humano lo vamos a calcular multiplicando el coste horario por el número total de horas empleadas en el proyecto (tanto del alumno como del tutor).

*Tabla 3. Coste humano*

Tarea	Tiempo empleado	Coste/hora	Coste total
Redacción del PFC	150 h	20 €/h	3000 €
Supervisión del PFC	20 h	100 €/h	2000 €
<b>TOTAL</b>			<b>5000 €</b>

### **11.2.2. Coste máquina**

Calculado de igual manera al coste humano

*Tabla 4. Coste máquina*

Tarea	Tiempo empleado	Coste/hora	Coste total
Modelado	400h	10€/h	4000 €
Análisis	30h	10€/h	300€
<b>TOTAL</b>			<b>4300€</b>

### **11.2.3. Coste de materiales**

Aquí se consideran los costes derivados de las licencias, del equipo informático y los consumibles empleados.

*Tabla 5. Coste de materiales*

Concepto	Cantidad	Coste unitario	Total
Licencia	1	7000 €/u	7000 €
Ordenador	1	1150 €/u	1150 €
Consumibles	1	30 €/u	30 €
<b>TOTAL</b>			<b>8180 €</b>

#### **11.2.4. Coste total**

Suma de todos los conceptos desglosados anteriormente:

*Tabla 6. Coste total*

<b>Tipo de Coste</b>	<b>Importe</b>
Coste humano	5000 €
Coste máquina	4300 €
Coste material	8180 €
<b>Coste total</b>	<b>17480 €</b>

El presupuesto total de este proyecto asciende a la cantidad de 17480 €.

Leganés, a 23 de octubre de 2015.

El ingeniero proyectista

Fdo: Francisco José Miranda Pedrazuela



## **12. BIBLIOGRAFÍA Y REFERENCIAS**

- [1] Álvarez, D., y Luque, P. Ingeniería e Infraestructura de los Transportes: Ferrocarriles.
- [2] Bustos Caballero, Alejandro. Análisis y propuesta de mejoras de un dispositivo mecánico de freno. Trabajo Fin de Máster. Universidad Carlos III de Madrid. Leganés, 2013.
- [3] Sitio web de Knorr-Bremse: <http://www.knorr-bremse.es> (última visita Octubre 2015).
- [4] Sitio web de FaiveleyTransport: <http://www.faiveleytransport.com> (última visita Octubre 2015)
- [5] Pelegrí Aldavert, Nuria. *Estudio de un sistema de freno neumático en un tren de Cercanías*. Proyecto fin de carrera. Universidad de Barcelona. Barcelona 2014
- [6] - Introducción al método de los elementos finitos: aplicación a la mecánica de sólidos  
Apuntes UC3M.
- [7] Gómez Mora-Rey, Jorge. *Simulación y estudio de un actuador neumático con control de holgura*. Universidad Carlos III de Madrid. Leganés 2014
- [8] Mario Casillas, Guillermo. "Diseño de un eje y modelado con Pro/ENGINEER: aplicación a un eje ferroviario". Director: Juan Carlos García Prada. Universidad Carlos III de Madrid, Departamento de Ingeniería Mecánica, 2011.
- [9] Manuales PTC Creo Parametric y PTC Creo Simulate